

Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robotechniky

Konstrukční návrh čtyřkolového podvozku s Weinsteinovými koly

The Construction Design of Four Wheel Chassis with
Weinstein Wheels

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ladislav Kárník, CSc.

Student:

Michal Suder

Ostrava, 2010

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Michal Suder

Prohlašuji, že

- jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.
- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé bakalářské práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....

Plné jméno bakaláře

Adresa trvalého pobytu bakaláře: Ostrava – Zábřeh, U studia 1/2855, 70030

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Suder, M.: *Konstrukční návrh čtyřkolového podvozku s Weinsteinovými koly,*

Ostrava: katedra Robotiky – 354, VŠB –TU, 2010, 53 stran

Bakalářská práce, vedoucí: Ladislav Kárník

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem čtyřkolového podvozku mobilního robotu, opatřeného speciálním uspořádáním kol které umožňují jízdu po schodišti. V práci jsou uvedeny dosavadní způsoby řešení pohybu mobilních robotů po schodech. Součástí návrhu jsou tři možné varianty řešení konkrétního podvozku a výběr optimální varianty pomocí hodnotové analýzy. Dimenzování a kontrolní pevnostní výpočty jsou provedeny v programu MITCalc a uvedeny v přílohách práce. Celý podvozek je pak uveden do 3D podoby pomocí CAD systému PRO/Engineer Wildfire 4.0.

ANNOTATION OF THESIS

Suder, M.: *The construction design of four wheel chasis with Einstein Wheel,* Ostrava: Department of Robotics – 354, Technical University of Ostrava, 2010, 53 pages.

Thesis, head: Kárník L.

This bachelor thesis deals with a constructional design of a four-wheel mobile robot chassis. The chassis has specially arranged wheels which allow for the robot ride up the stairs. The introduction part of this thesis features the present methods of a solution to move mobile robots up the stairs. There are three possible variants of concrete chassis solution included in the design and also selection of an optimal option using value analysis. The dimensioning and check strenght calculations are performed in the MITCalc program and they are listed in the thesis Annexes. The entire chassis is placed into the 3D CAD design using PRO/Engineer Wildfire 4.0.

Obsah

1. Úvod.....	8
2. Analýza oblasti mobilních robotů se schopností pohybu po členitém terénu.....	9
2.1 Krácející roboty.....	9
2.2 Roboty na pásovém podvozku	11
2.3 Roboty na kolovém podvozku	13
3. Varianty řešení podvozku s Weinsteinovými koly	16
3.1 Požadavkový list	16
3.2 Varianta A	17
3.3 Varianta B	18
3.4 Varianta C	19
4. Výběr optimální varianty	20
4.1 Hodnotová analýza.....	20
5. Konstrukční návrh vybrané varianty.....	22
5.1 Popis vybrané varianty	22
5.2 Problematika Weinsteinových kol a geometrie schodů	23
5.3 Výpočet reakčních sil působících na kolo.....	25
5.4 Návrh pohonu pro stoupání po schodišti.....	26
5.5 Návrh pohonu pro pohyb po nakloněné rovině a rovině.....	29
5.6 Volba baterii.....	32
5.6 Koncepce řídicího systému	32
6. Popis konstrukčního řešení	33
7. Kontrolní pevnostní výpočty základních komponentů	37
7.1 Kontrola kuželového soukolí	37
7.2 Kontrola přímého ozubení.....	38
7.3 Kontrola řemenového převodu.....	39
7.4 Kontrola hřídelí	40

7.5 Kontrola ložisek	44
7.6 Kontrola pružiny	45
7.7 Kontrola per na hřídelích	46
7.8 Kontrola šroubů.....	47
7.9 Kontrola čepu pro uchycení tlumiče	49
7.10 Volba Tlumiče.....	50
8.Závěr	51
Seznam použité literatury	52
Seznam použitých programů	53
Přílohy a výkresová dokumentace	53

Seznam použitých zkratk a symbolů

C	N	Základní dynamická únosnost ložiska
C _o	N	Základní statická únosnost ložiska
f	-	Součinitel smykového tření
F _r	N	Radiální zatížení ložiska
f _z	-	Součinitel tření na závitech
G	N	Tíhová síla
G _r	N	Tíha robotu
i _c	-	Převodový poměr
k _s	-	Koeficient bezpečnosti
n _k	min ⁻¹	Otáčky kola
n _s	min ⁻¹	Otáčky rámu weinsteinových kol
O _{zp}	N	Odpor zrychlení posuvné části
O _{zr}	N	Odpor zrychlení rotující části
P _d	MPa	Maximální dovolené napětí v tlaku
q _{max}	-	Nejvyšší hodnota váhy významnosti
q _{min}	-	Nejnižší hodnota váhy významnosti
R _e	MPa	Mez kluzu materiálu
R _k	N	Síla vznikající od váhy robotu
S	m,mm	Parametr Weinsteinova kola
t _r	s	Doba rozběhu
v _s	ms ⁻¹	Rychlost pohybu
ε	s ⁻²	Úhlové zrychlení
σ _{OD}	MPa	Maximální dovolené napětí v ohybu
φ'	°	Redukovaný třecí úhel
ψ	°	Úhel stoupání
ω	s ⁻¹	Úhlová rychlost
η	%	účinnost

Ostatní parametry, které zde nejsou uvedeny a objeví se v bakalářské práci jsou popsány včetně jednotek v kontextu.

1. Úvod

Servisní roboty jsou definovány jako technická zařízení, podílející se na nevýrobních činnostech. Oproti průmyslovým robotům je oblast jejich užití je značně široká. Jsou nasazovány především do oblasti služeb a uspokojování potřeb lidí či firem. Podle úlohy kterou má servisní robot vykonávat jsou na něj pak kladeny nejrůznější požadavky na design, vybavenost potřebnými pohony, senzory, způsoby řízení, komunikace s okolním prostředím apod. Servisní roboty jsou využívány hlavně tam kde je prostředí pro člověka nebezpečné nebo nedostupné, jako příklad může být pohyb po prostředí zamořeném radiací či chemickými látkami, pohyb pod vodou, monitorování a pohyb po jiných planetách.

Všeobecně jsou dvě významné skupiny servisních robotů a to pro *indoor* a *outdoor* aplikace. Mobilní roboty určené pro vnitřní prostředí (indoor) nejsou uzpůsobeny pro pohyb po členitém terénu, předpokládá se u nich pohyb po chodbách či továrních halách, naopak u servisních robotů s určením outdoor se předpokládá pohyb po terénu. Mají tedy takové lokomoční ústrojí, které jim dovoluje zdolávat i těžký (členitý) terén.

Servisní roboty se dále rozdělují podle užitého lokomočního ústrojí. Těch je mnoho různých konstrukcí např. roboty pohybující se na kolovém podvozku, roboty pohybující se na pásovém podvozku, plavající, létající, s plazivým pohybem, skákající, kráčejíci apod.

Z hlediska způsobu řízení se servisní roboty dělí na roboty autonomní a roboty naváděné operátorem. Autonomní roboty se dokáží samy rozhodovat a pohybovat, nesou si vlastní řídicí systém a zdroj energie. Roboty naváděné operátorem jsou na dálku ovládány člověkem z řídicího místa pomocí spojení kabelem nebo radiomodemem.

Bakalářská práce se ve své první části zabývá analýzou mobilních robotů se schopností jízdy po členitém terénu (po schodišti) a především jejich lokomočním ústrojím. Následuje představení tří možných variant řešení podvozku. Pomocí hodnotové analýzy je vybrána optimální varianta a proveden její konstrukční návrh spolu s vytvořením 3D modelu v CAD systému PRO/Engineer.

2. Analýza oblasti mobilních robotů se schopností pohybu po členitém terénu

2.1 Kráčející roboty

Kráčející roboty nacházejí uplatnění ve strojírenských i nestrojírenských oblastech. Svým způsobem pohybu a konstrukcí mohou napodobovat člověka, zvířata či hmyz. První primitivní konstrukce kráčejících robotů se objevily již v osmnáctém století. Dnešní kráčející roboty jsou daleko ovladatelnější obratnější pohyblivější a zvládají tak vykonávat různé úkoly a překonávat různě členitý terén. Jako příklad možnosti jejich využití je možno uvést: průzkum neznámého terénu, odběr vzorků hornin, provádění manipulace s předměty, jako nosič nákladu apod.

Způsob chůze a překonávání překážek závisí především na počtu nohou. Počty nohou mohou být různé a to od jednonohých (skákajících) až po osminohé roboty. Zpravidla se u vyššího počtu nohou vyrábí spíše sudé počty nohou.

Výhody kráčejících robotů:

- ✓ Mohou překračovat relativně vysoké překážky
- ✓ Mohou se pohybovat po schodech
- ✓ Mohou překračovat prohlubně a příkopy, pohybovat se po extrémně členitém povrchu, zdolávat příkré svahy (o pevném podloží)
- ✓ Mohou se hladce pohybovat po značně nerovném povrchu pomocí nastavitelné výšky těla nad povrchem terénu a to změnou natažení (vysunutí, zvednutí) nohy a vyrovnávat tak vlnitost povrchu
- ✓ Nohy se méně boří do povrchu terénu a způsobují jeho menší poškození než kolové nebo pásové podvozky

Nevýhody kráčejících robotů

- Vyšší počet nezávisle řízených stupňů volnosti
- Vyšší počet akčních členů (pohonů, převodů, senzorů apod.)
- Složitější řídicí systém z hlediska HW i SW
- Nutnost dodávat energii po dávkách do různých míst – nutnost rozjezdů a brzdění pohybujících se hmot (oscilující soustava)
- Malá energetická účinnost
- Konstrukční složitost
- Výrobní náročnost
- Složitost oživování
- Případná nejistota 100% plnění

Všechny tyto nevýhody vyplývají z konstrukční povahy noh, jsou to soustavy několika kinematických dvojic, které jsou samostatně řízeny během jednoho kroku. Proto jsou kráčející roboty spíše vědeckou raritou v porovnání s ostatními servisními roboty. Jejich realizace je náročnější ve všech etapách.



Obr.1. – Příklad kráčejících robotů

2.2 Roboty na pásovém podvozku

Servisní roboty na pásovém podvozku mají ve světě významné postavení a to díky širokému spektru uplatnění jak v indoor prostředí tak v outdoor prostředí. Využívají se především v nestrojírenské oblasti. Roboty na pásovém podvozku jsou řízeny smykem, přičemž platí že rozvor mezi pásy a jejich délka má přímý vliv na jejich manévrovatelnost. Řízení těchto robotů nevykazuje přílišnou přesnost, proto nejsou vhodné pro autonomní řízení, převládají roboty s tímto druhem podvozku, které jsou ovládané teleoperátorem. Roboty na pásovém podvozku mají široké možnosti uplatnění v nestrojírenských oblastech, na příklad mohu uvést:

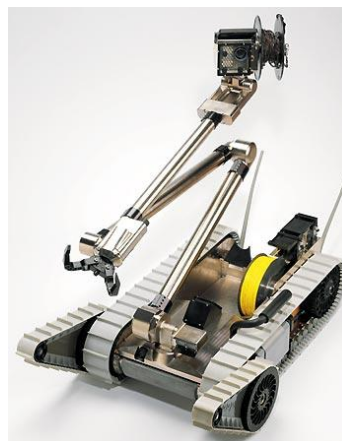
- | | |
|----------------------------|---|
| a) Vojenství a policie | -nosiče zbraňových soustav
-nosiče manipulačních prostředků pro účely
odminování či průzkum |
| b) Jaderný průmysl | - bourací a odklízecí práce
-provádění dekontaminace
- řezání vodním paprskem |
| c) Stavebnictví | - hrubá stavba
-dopravní stavitelství
- demoliční a destrukční práce
- vodní stavitelství
- inženýrské sítě |
| d) Zemědělství a lesnictví | -polní práce
-těžba dřeva a manipulace s kmeny
-úprava terénu |

Jak vidíme, Roboty na pásovém podvozku jsou vhodné všude tam, kde je třeba přenášet vysoké hmotnosti přes těžký a nepevněný terén. Pásky umožňují pohyb i tam kde mají jiná lokomoční ustrojí problémy např. v bahně, písku, sněhu apod.

Současné konstrukce pásových podvozků využívají ve většině případů elektropohon a zdroj elektrické energie si robot nese sám. Ke konstrukci rámu, hnacích kol, podpěrných kol a dalších dílů se používají různé druhy materiálů. Počet hnacích a podpěrných kol, jejich uspořádání, tvar a velikost závisí na velikosti podvozku, jeho nosnosti a prostředí, ve kterém se bude robot pohybovat. Konstrukce pásových podvozků jsou i schopny měnit geometrický tvar v průběhu pohybu robotu a tím umožní robotu lepší najíždění na schody či snadnější zdolání překážky

Požadavky na konstrukci pásového podvozku robotu

- Nízká hlučnost robotu
- Nízká hmotnost
- Délka robotu a délka kontaktu pásu s terénem
- Dovolená šířka robotu
- Typ použitých pásů s ohledem na určení robotů
- Stále napínání pásů
- Odolnost robotu vůči radiaci a působení chemických prostředků
- Snadná dekontaminace
- Nosnost podvozku
- Odpružení kol podvozku
- Velikost překážek které může robot překonat
- Stabilita robotu
- Způsob řízení
- Délka provozu robotu na jedno nabití baterií



Obr.2. – Příklady robotů na pásovém podvozku

2.3 Roboty na kolovém podvozku

Na servisní roboty na kolovém podvozku jsou často kladeny různé požadavky, proto existuje také značná různorodost konstrukčních řešení. Nacházejí uplatnění ve strojírenských a zejména pak v nestrojírenských oblastech. Jednotlivé konstrukce se od sebe mohou úplně odlišovat. Nynější konstrukce představují dokonalá robotická zařízení s dobrými manévrovacími schopnostmi. Některé osmikolové konstrukce jsou schopny překonat i překážky vyšší než je průměr kola. Rychlost pohybu je závislá zejména na prostředí, po kterém se robot pohybuje.

Tyto mobilní roboty mohou vykonávat různé servisní úlohy jako např.: průzkum neznámého terénu, odběr vzorků hornin, manipulace s předměty a jejich transport (automatické dopravní vozíky), obslužné činnosti apod. Podle druhu určení pak lze kolové roboty rozčlenit podle jejich konstrukce (počet kol a uspořádání) velikosti a nosnosti.

Roboty na kolovém podvozku se dělí na:

- Jednokolové
- Dvoukolové
- Tříkolové
- Čtyřkolové
- Šestikolové
- Osmikolové
- Speciální konstrukce

Variabilitu podvozků rozšiřuje typ použitých kol:

- Se standartními koly
- Se všesměrovými koly
- S Weinsteinovými koly
- S koly typu Maxwell
- S člankovými pojezdy

Řízení těchto robotů může být autonomní – především pro prostředí *indoor*. Řízené operátorem - *outdoor* prostředí.



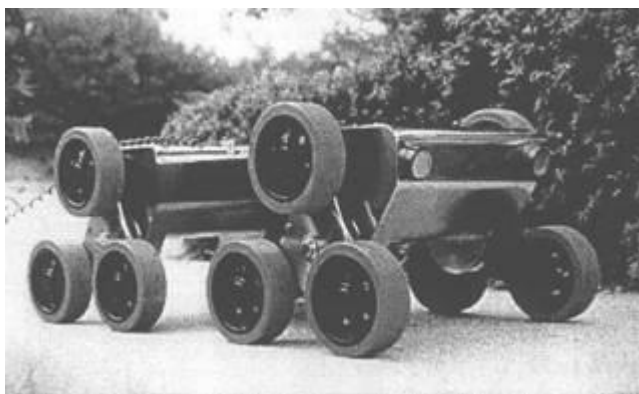
Obr.3. – Příklad robotů na kolovém podvozku

Weinsteinova kola

Jednou z možných variant pohybu robotů do schodů je použití Weinsteinových kol. Weinsteinova kola mají speciální uspořádání kol s pozitivním vlivem na pohyb po členitém terénu. Nejčastěji se konstrukce Weinsteinových kol používá při pohybu po schodech. Této schopnosti se využívá při konstrukci transportních vozíků pro tělesně postižené a na rudlách.

Princip weinsteinových kol spočívá ve třech kolech uložených ve vrcholech pomyslného rovnostranného trojúhelníku, přičemž všechny tři kola jsou poháněna jednou hnací hřídelí umístěnou v těžišti pomyslného trojúhelníku. Kroutící moment je z hnací hřídele na kola přenášen pomocí ozubených kol popřípadě řemenem či řetězem.

„Příkladem robou využívajícího Weinsteinova kola je Benthos Land Vehicle. Podvozek robotu má 12 kol a lze ho zatížit 68 kg. Rám robotu je vyroben z nerezavějící oceli. Tvary rámu robotu a kol jsou voleny tak aby se dala snadno provést jeho dekontaminace. Výška robotu je 330 mm, délka 915 mm a šířka 480 mm. Robot váží 75 kg a je poháněný stejnosměrnými 24V servomotory. Každou stranu robotu lze samostatně ovládat z důvodu zvýšení manévrovacích schopností. Robot je vybaven dvěma páry ultrazvukových senzorů určených k vyhledávání překážek vpředu a vzadu. Ty dávají signál operátorovi při přiblížení k překážce na vzdálenost 450 mm. Robot je určen k nasazení v jaderném průmyslu.“



Obr 4. – Benthos Land Vehicle

3. Varianty řešení podvozku s Weinsteinovými koly

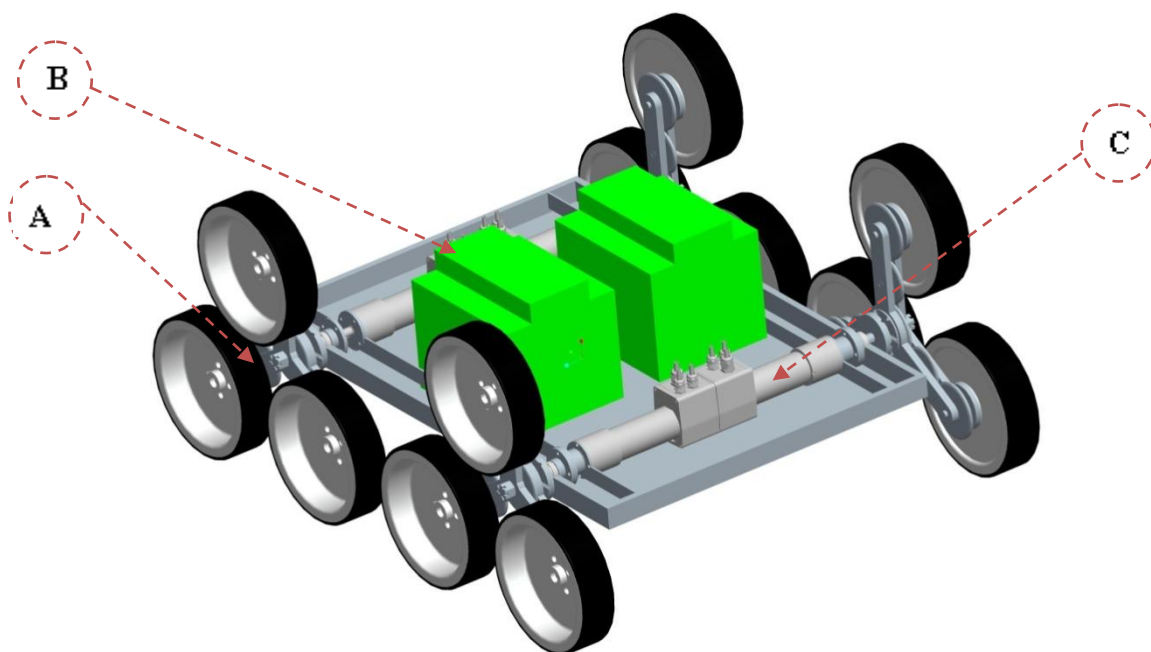
3.1 Požadavkový list

Oblast použití:	Monitorovací činnost, vnitřní prostory
Průchodnost:	Robot by měl bez problémů projet standardními dveřmi (800mm)
Schopnost pohybu:	Robot by měl zvládat pohyb po schodech a po nakloněné rovině pod úhlem 30°
Výška překážky:	Minimálně 175mm
Rychlost pohybu:	Po schodech 0,20m/s Po rovině 0,5m/s Po nakloněné rovině 0,4m/s
Další požadavky:	Na robot se musí dát připevnit ještě blíže nespecifikovaná nástavba o hmotnosti do 20kg.

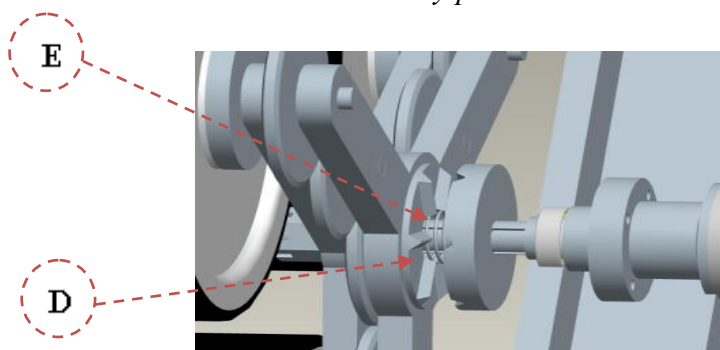
3.2 Varianta A

Tato varianta je realizována čtyřmi motory, pro každé Weinsteinovo soukolí (A) jeden motor (C). Při realizaci pohybu po schodech je nutné, aby byly poháněny jak kola tak konstrukce tvaru hvězdy na které jsou kola usazena.

Pohybu je dosaženo pomocí malého výkonného elektromagnetu (D) na hnací hřídeli vedoucí k soukolí. Elektromagnet se pohybuje v drážkování na hřídeli. Při sepnutí elektromagnetu se přitáhne k druhé půlce elektromagnetu upevněného na hvězdici koly. Díky tvarování na elektromagnetech do sebe protikusy zapadnou a hřídel současně pohání konstrukci i kola robotu. Při odpojení elektromagnetu od zdroje se od sebe protikusy odtlačí pomocí vložené pružiny (E). Kola budou poháněna ozubeným soukolím koly. Na podvozku je dostatek místa pro baterie (B).



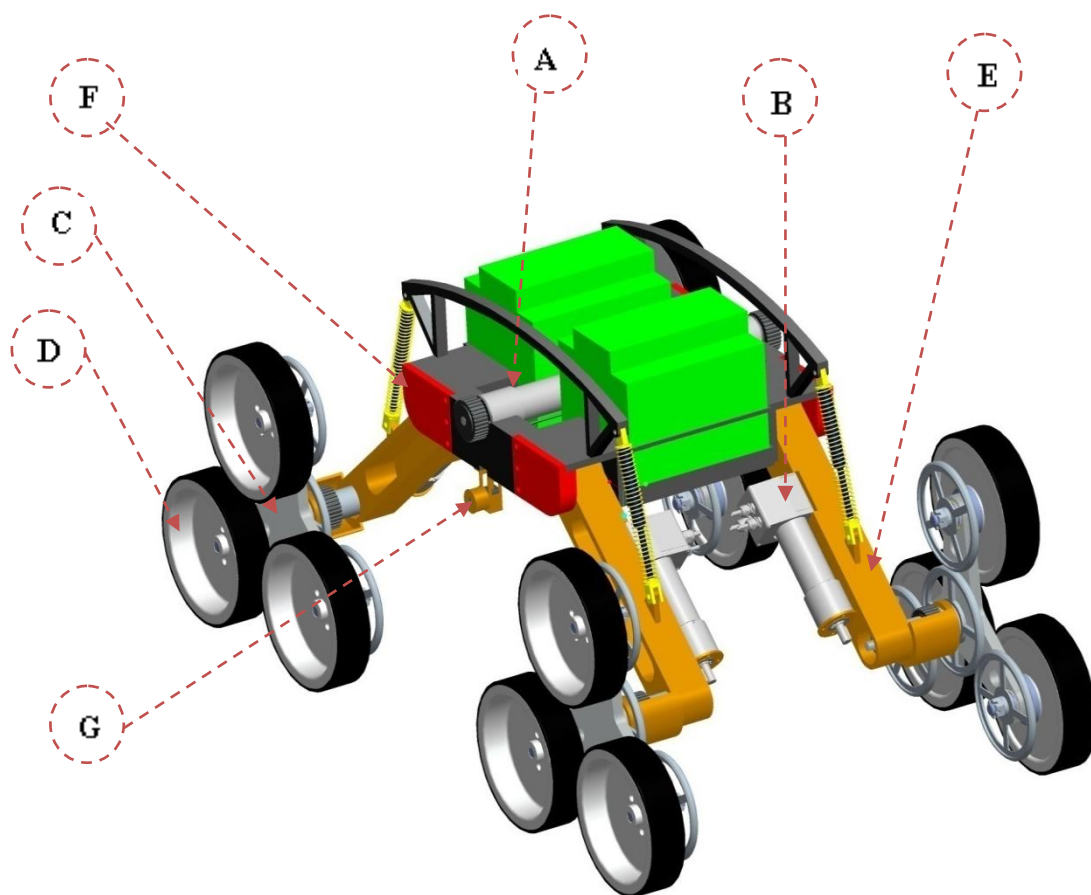
Obr. 5. – Celkový pohled Varianta A



Obr. 6. – Detail řešení s elektromagnetem

3.3 Varianta B

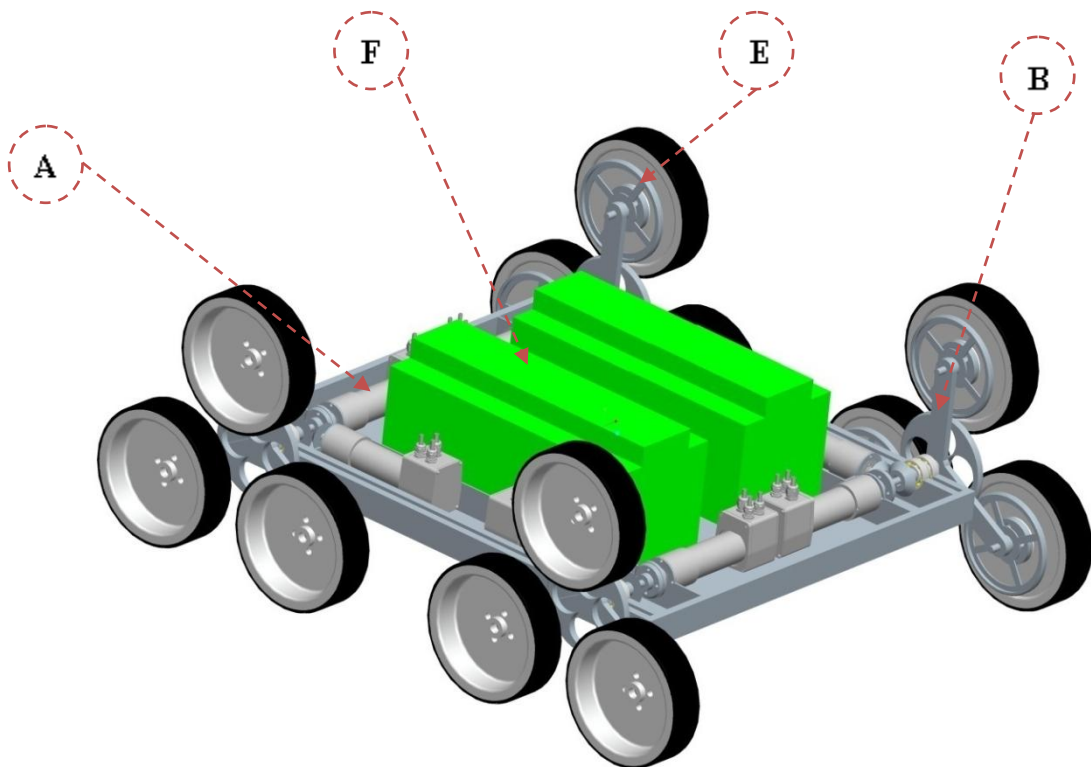
Tato varianta je realizována šesti motory (A, B), čtyři slouží pro pohyb konstrukce Weinssteinových kol (hvězdice - C) a dva motory pohánějí řemen který roztáčí kola (D). Robot stojí na čtyřech odpružených ramenech (E) usazených na čepích v těle robotu. Proti sesunutí z čepu jsou ramena pojištěna zářkami (F) na koncích čepů. Motory pro pohon konstrukce Weinssteinových kol jsou umístěny přímo na ramenech. Motory v těle robotu pohánějí řemen. Hřídel s řemenicí je pak dále spojen s hnacím ozubeným kolem, které roztáčí kola. Jeden motor pohání dvě soukolí na téže straně, proto musí být řemenový převod doplněn napínákem (G). Soukolí je realizováno pomocí hřídelí vložených do sebe.



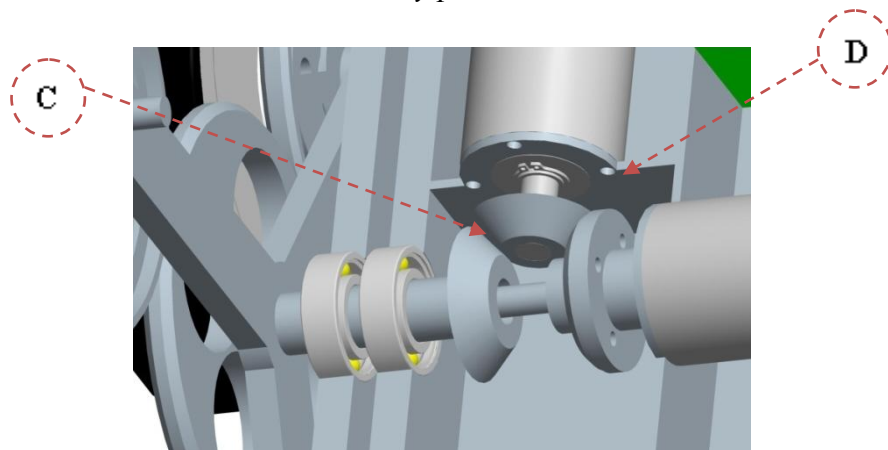
Obr. 7. – celkový pohled varianta B

3.4 Varianta C

Tato varianta disponuje největším počtem motorů a to osmi motory (A). Pro každou trojici kol jsou připraveny dva motory. Jeden pro pohon kol a druhý pro pohon hvězdice nesoucí kola (B). Soukolí je realizováno pomocí hřídelí vložených do sebe. Přenos kroutícího momentu z motoru na hvězdičku nesoucí kola je pak proveden pomocí ozubených kuželových kol (C). Všechny motory jsou uchyceny do přírub (D) přímo v těle robotu. Pohon kol je řešen ozubenými koly (E). Tato varianta má k dispozici poměrně velký prostor uprostřed těla robotu využitelný například pro baterie (F) či senzory.



Obr. 8. – Celkový pohled varianta C



Obr. 9. – Detail pohonu konstrukce

4. Výběr optimální varianty

4.1 Hodnotová analýza

Hodnotová analýza je postup, díky kterému vybereme optimální variantu. K jejímu provedení je třeba si zvolit kritéria a k nim přiřadit číselnou hodnotu podle bodové stupnice hodnocení.

Stupnice hodnocení:

Vysoká úroveň	6
Dobrá úroveň	5
Průměrná úroveň	4
Nízká úroveň	3
Nevyhovující úroveň	2
Nepříznivý stav	1

Kritéria (funkce)

<i>Číslo kritéria</i>	<i>Kritérium</i>	<i>Charakteristika</i>
1	Konstrukce	Složitost montáže, počet a výrobní náročnost dílů
2	Rozměry konstrukce	Šířka, délka, výška
3	Hmotnost konstrukce	Celková váha podvozku
4	Řídicí systém	Nároky na software a hardware
5	Dynamičnost	Změna pohybových vlastností
6	Údržba	Požadavky na údržbu

Tab.1 Kriteria hodnotové analýzy

Přiřazení číselných hodnot ke kritériím u jednotlivých variant:

	<i>Krit. 1</i>	<i>Krit. 2</i>	<i>Krit. 3</i>	<i>Krit. 4</i>	<i>Krit. 5</i>	<i>Krit. 6</i>
<i>Varianta A</i>	5	3	4	3	4	4
<i>Varianta B</i>	3	5	4	5	4	4
<i>Varianta C</i>	4	4	3	5	4	3

Tab.2 – Přiřazení číselných hodnot k variantám

Metoda porovnávání párů

Pomocí metody porovnávání párů (tab. 3) určíme váhy významnosti jednotlivých kritérií. Pomocí těchto vah významnosti a počtů bodů přiřazeným jednotlivým variantám můžeme spočítat konečný počet bodů jednotlivých variant (tab. 4) a tím zjistit, která je optimální. (Optimální varianta získá nejvyšší počet bodů.)

<i>Porovnávané páry funkcí</i>					<i>Počet voleb</i>	<i>pořadí</i>	<i>Váha významnosti</i>
F1	F1	<u>F1</u>	F1	<u>F1</u>	1.5	4-5	1.25
<u>F2</u>	<u>F3</u>	F4	<u>F5</u>	<u>F6</u>			
	<u>F2</u>	<u>F2</u>	<u>F2</u>	<u>F2</u>	4.5	1	2
	<u>F3</u>	F4	F5	F6			
		<u>F3</u>	F3	<u>F3</u>	3	3	1.625
		F4	<u>F5</u>	F6			
			<u>F4</u>	<u>F4</u>	1.5	4-5	1.25
			<u>F5</u>	F6			
				<u>F5</u>	3.5	2	1.75
				F6	0.5	6	1

Tab. 3 – Porovnávání párů

Příklad výpočtu váhy kritéria

$$q_{min} = a \cdot V_{min} + b$$

$$q_{max} = a \cdot V_{max} + b$$

$$1 = 0,5a + b \rightarrow a = 0,25$$

$$2 = a \cdot 4,5 + b \rightarrow b = 2 - (4,5a)$$

$$b = 2 - (0,25 \cdot 4,5) = 0,875$$

Konečné obodování variant

<i>Variant</i>	<i>Body</i>
Variant A	33,5
<u>Variant B</u>	<u>37,5</u>
Variant C	34,125

Tab.4 – konečné obodování variant

Z tabulky 4 vidíme že nejvíce bodů získala varianta B, tudíž se stala optimální variantou. Jedná se o variantu s šesti motory kdy je každá trojice kol samostatně odpružená.

5. Konstrukční návrh vybrané varianty

5.1 Popis vybrané varianty

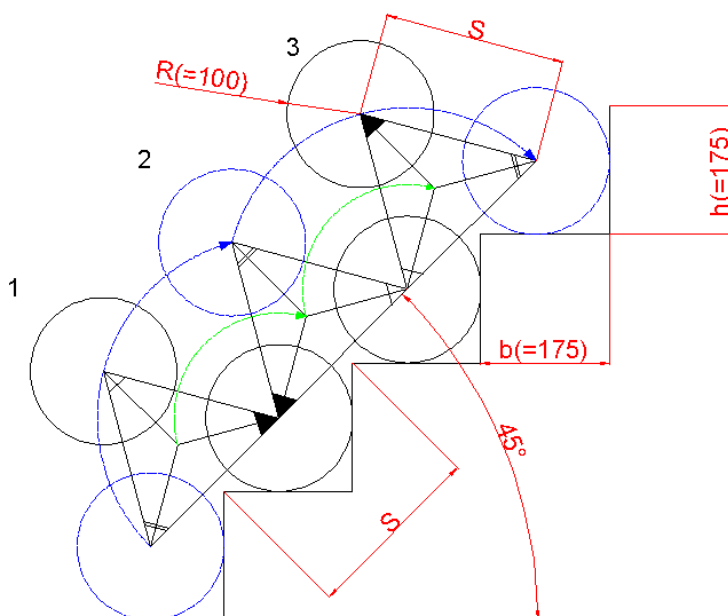
Vybraná varianta má velmi složitou montáž, zato dosahuje nejmenších rozměrů a nejlepších jízdních vlastností. Váha robotu se pohybuje okolo 80-ti kilo i s nástavbou 100kg. Celá konstrukce robotu bude z lehkých slitin hliníku. Na tělo podvozku je navařen rám z hliníkových profilů opatřený výstupky pro uchycení karoserie a řídicích jednotek. Konstrukce je natolik specifická, že budeme potřebovat spoustu jedinečných dílů, což dělá konstrukci velmi nákladnou.

5.2 Problematika Weinsteinových kol a geometrie schodů

Dle požadavkového listu má mít robot schopnost překonávat schodiště, proto je zapotřebí nějak schodiště definovat.

Schodiště je stavební prvek sloužící k propojení jednotlivých podlaží, nebo k překonání určitého výškového rozdílu. Výška schodu h se pak pohybuje ve standardním rozmezí od 150mm do 180mm jsou však i místa kde bývá výška schodu větší. Jako maximální výšku schodu lze považovat 250mm, s větší výškou schodu bychom se ve většině zemí světa neměli setkat. Šířka schodu b se pak dopočítává ze vzorce $2 \cdot h + b = 630$ z čehož vyplývá, že rozmezí šířky schodu se pohybuje od 270mm do 480mm. Dalším významným geometrickým kriteriem je sklon schodů neboli úhel stoupání schodiště. Podle tohoto sklonu se schodiště rozdělují na několik skupin, ze kterých budu jmenovat pouze: *běžné* sklon od 25° do 35° a *strmé* se sklonem od 35° do 45° .

Jako minimum jsem tedy zvolil schodiště s výškou schodu $h=175\text{mm}$ a šířkou schodu $b=175\text{mm}$ tj. úhel stoupání schodiště 45° (obr. 10.), Jako maximum pak považuji výšku schodu 210 mm a délka schodů je teoreticky neomezená. Tyto parametry by měly odpovídat valné většině schodišť ve světě.



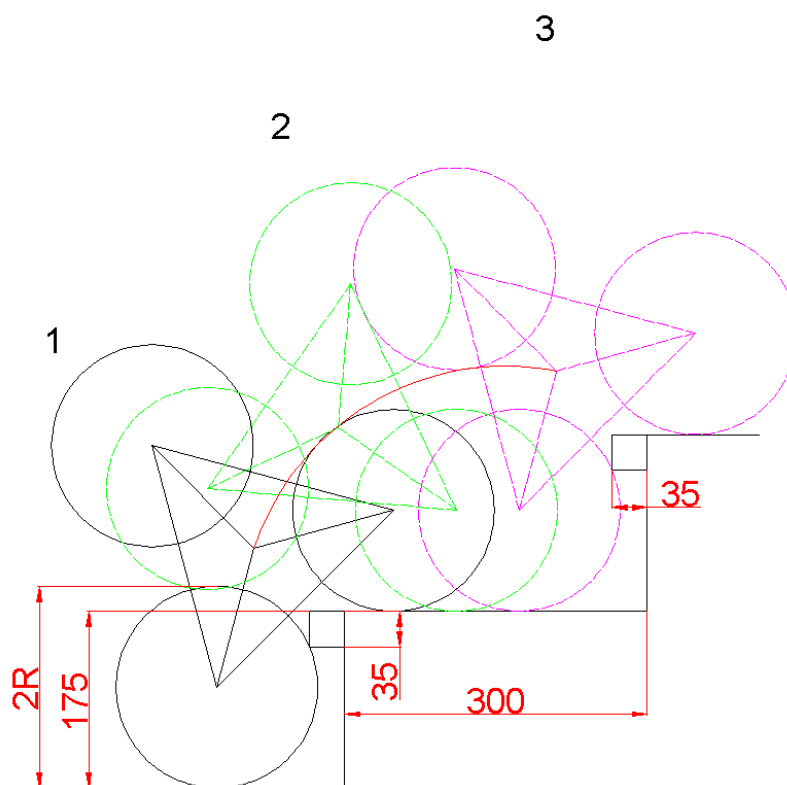
Obr. 10

Základním parametrem weinsteinových kol je délka strany rovnostranného trojúhelníka S , která je zároveň vzdáleností dvou sousedních vrcholů schodu:

$$S = \sqrt{h^2 + b^2} = \sqrt{175^2 + 175^2} = 247,48\text{mm} \rightarrow \text{volím } \underline{\underline{S = 250\text{mm}}}$$

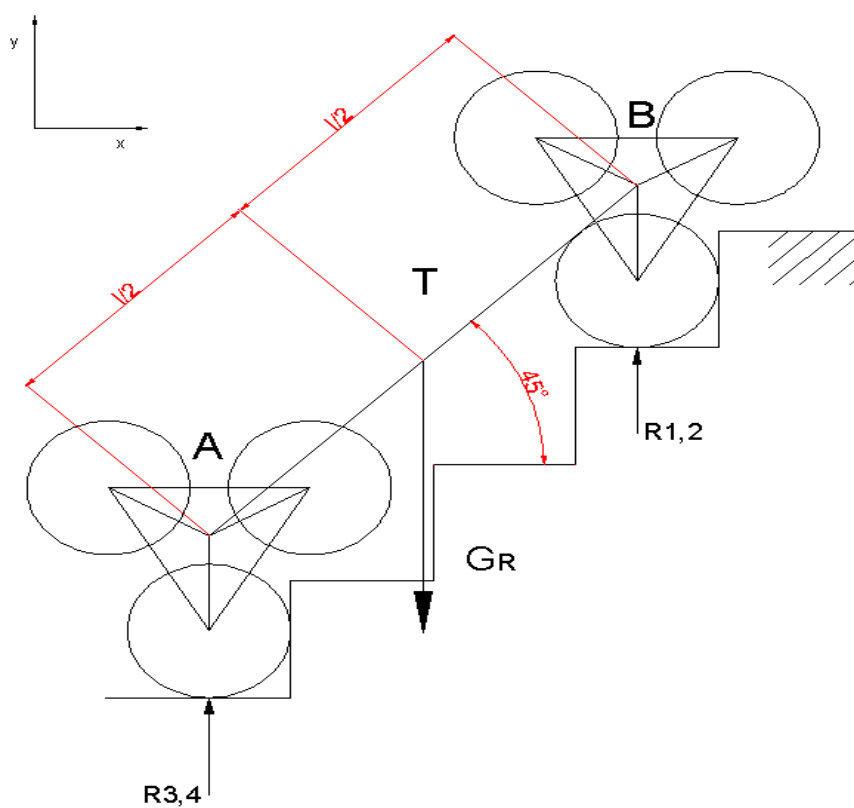
U většiny schodů se setkáváme s malým výstupkem na hraně schodu. Rozměry tohoto výstupku nejsou nijak normalizované a jejich rozměry mohou být teoreticky libovolné. Literatura uvádí, že maximální délka výčnělku by neměla přesahovat 32mm aby o něj lidé nezakopávali, zvolím tedy tento výstupek 35x35mm. Tento výstupek je nutné bezpečně překonat \rightarrow druhý parametr Weinsteinových kol – poloměr kola R . Poloměr musí být dostatečně velký aby nedošlo k uvíznutí kola pod schodem (Obr.11.)

Poloměr kola volím $R=100\text{mm}$



Obr.11.

5.3 Výpočet reakčních sil působících na kolo



Obr.12.

$$\sum F_{iy} = R_{1,2} + R_{3,4} - G_R = 0$$

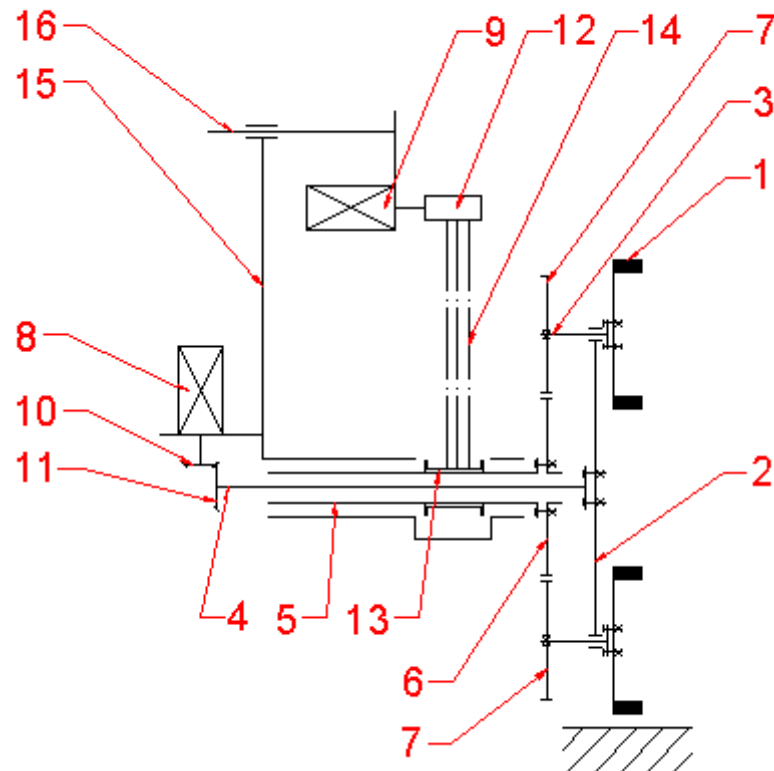
$$\sum M_A = G_R \cdot l/2 \cdot \cos\alpha - R_{1,2} \cdot l \cdot \cos\alpha = 0$$

$$\rightarrow R_A = R_B = G_R/2 \quad \boxed{\rightarrow R_i = G_R/4}$$

Předběžná hmotnost robotu $m_R = 110 \text{ kg}$

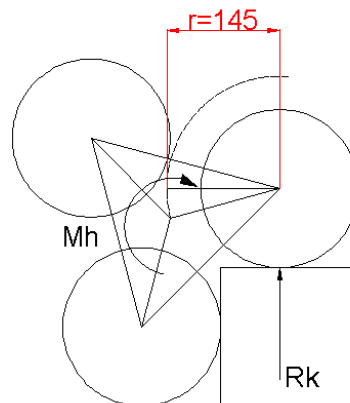
$$R_k = \frac{m_R \cdot g}{4} = \frac{110 \cdot 9,81}{4} = \underline{\underline{269,775 \text{ N}}}$$

5.4 Návrh pohonu pro stoupání po schodišti



Obr.13. schéma řešení systému pohonu Weinsteinova kola

1 – Kolo, 2 – Rám Weinsteinových kol (hvězda), 3 – Hřídel 3, 4 – Hřídel 1, 5 – Hřídel 2, 6 – Hnací čelní ozubené kolo, 7 – Hnané čelní ozubené kolo, 8 – Pohon pro pohyb do schodů, 9 – Pohon pro pohyb po rovině, 10 – Hnací kůželové ozubené kolo, 11 – Hnané kůželové ozubené kolo, 12 – Hnací řemenice, 13 – Hnaná řemenice, 14 – Řemen, 15 – Pohyblivý rám kol (rameno), 16 – Pevný rám (tělo)



Obr.14. Znázornění délky ramene rámu kola a potřebného krouticího momentu

Dáno:

$$v_s = 0,20 \text{ms}^{-1}$$

$$t_r = 0,5 \text{s}$$

$$\eta = 0,9$$

$$m_k = 1,8 \text{kg} \quad \text{předběžná hmotnost jednoho kola}$$

$$j = 3 \quad \text{počet kol}$$

$$k_l = 2 \quad \text{Koeficient závislý na struktuře, dán zkušenostmi s podobnými konstrukcemi}$$

$$i_{m1} = 2 \quad \text{převod kuželového soukolí}$$

Délka ramene rámu kola (hvězdy):

$$r = \frac{S}{\sqrt{3}} = \frac{250}{\sqrt{3}} = 144,33 \cong 145 \text{mm} = \underline{0,145 \text{m}}$$

Kinematické parametry:

$$\omega_s = \frac{v_s}{r} = \frac{0,20}{0,145} = 1,379 \text{s}^{-1}$$

$$n_s = \frac{\omega_s}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{1,379}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = 0,219 \cdot 60 = 13,168 \text{min}^{-1}$$

$$\varepsilon_s = \frac{\omega_s}{t_r} = \frac{1,379}{0,5} = 2,758 \text{s}^{-2}$$

Při pohybu přes obecnou překážku či pohybu do schodů je nutné aby pohon překonal moment M_h znázorněný na Obr.14.:

$$M_n = R_k \cdot r = 269,775 \cdot 0,145 = 39,117 \text{Nm}$$

Je potřeba počítat i s dynamickými účinky při rozběhu:

$$M_d = j \cdot k_1 \cdot m_k \cdot r^2 \cdot \varepsilon_s = 3 \cdot 2 \cdot 1,8 \cdot 0,145^2 \cdot 2,758 = 0,626 \text{Nm}$$

Celkový potřebný moment je součet momentů M_n a M_d vynásobený koeficientem 1,15 který zahrnuje další odpory jako např. tření v ložiskách apod.:

$$Mh_s = (M_n + M_d) \cdot 1,15 = (39,117 + 0,626) \cdot 1,15 = 45,704 Nm$$

Potřebný výkon pohonu:

$$P_1 = \frac{Mh_s \cdot \omega_s}{\eta} = \frac{45,704 \cdot 1,379}{0,9} = 70,029 W$$

Mezi pohonem a poháněným rámem je kůželový ozubený převod →kroutící moment pohonu tedy je:

$$M_{p1} = \frac{Mh_s}{i_{m1} \cdot \eta_m} = \frac{45,704}{2 \cdot 0,96} = \underline{23,804 Nm}$$

Z katalogu volím planetovou převodovku MAXON GP 52 C, 4-30Nm, $i=230$

$$i_c = i_p \cdot i_{m1} = 230 \cdot 2 = 460$$

$$n_m = i_c \cdot n_s = 460 \cdot 13,168 = 6057,28 min^{-1}$$

$$Mk_{vst} = \frac{Mk_{vys}}{i_c \cdot \eta} = \frac{45704}{460 \cdot 0,68} = 146,11 Nmm$$

Volím motor MAXON EC 45, 150W, $n_0=6070 min^{-1}$, $U = 24V$

5.5 Návrh pohonu pro pohyb po nakloněné rovině a rovině

Na robot jsou kladeny požadavky aby byl schopen nejen jízdy po rovině ale i jízdy po nakloněné rovině a to pod úhlem 30° . Výpočet bude proveden pouze na horší variantu tudíž jízdy po nakloněné rovině.

Dáno:

$v=0,4ms^{-1}$ rychlost pohybu robotu

$a=0,15ms^{-2}$ zrychlení robotu

$m_R=110kg$ hmotnost robotu

$\alpha=30^\circ$ úhel stoupání

$r=r_{di}=0,1m$ dynamický poloměr i-tého kola (skutečný poloměr kola)

$r_{ki}=0,095m$ valivý poloměr i-tého kola

$J_{ki}=0,1kg \cdot m^2$ hmotnostní moment setrvačnosti kola

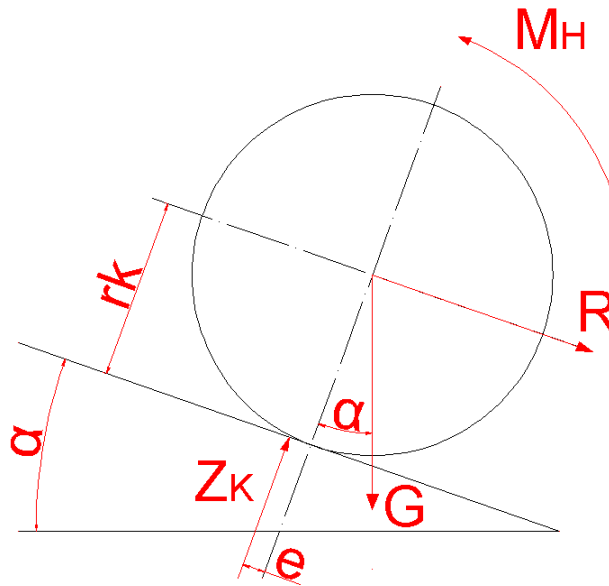
$f=0,03$ součinitel valivého odporu probetonové podloží

Kinematické parametry:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0,4}{0,1} = 4s^{-1}$$

$$\varepsilon = \frac{a}{r} = \frac{0,15}{0,1} = 1,5s^{-2}$$

$$n_k = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = \frac{4}{2 \cdot \pi} \cdot 60 = 38min^{-1}$$



Obr.15. Síly a momenty na poháněném kole

Dle obr.15. lze odvodit obecnou pohybovou rovnici

Pro podmínku rovnováhy momentů na poháněném kole platí:

$$\sum M = 0$$

Dle obr.15 pak lze tento vztah napsat ve tvaru:

$$M_H = Z_K \cdot e + R \cdot rk$$

Kde:

M_H – hnací moment působící na kolo [Nm]

Z_K - radiální reakce podlahy [N]

e – excentricita radiální reakce terénu Z_K [m]

R – součet všech jízdních odporů působících proti směru jízdy [N]

rk – valivá poloměr kola [m]

Abychom byli schopni spočítat hnací moment je zapotřebí nejprve spočítat všechny jízdní odpory působící na kolo:

Valivý odpor:

$$O_f = f \cdot \sum Z_{ki} = f \cdot G \cdot \cos \alpha = 0,03 \cdot 269,775 \cdot \cos 30^\circ = 7,009 \text{ N}$$

Odpor stoupání:

$$O_s = G \cdot \sin \alpha = 269,775 \cdot \sin 30^\circ = 134,887 N$$

Odpor zrychlení

$$O_{zp} = m \cdot a = 110 \cdot 0,15 = 16,5 N$$

$$O_{zr} = \sum \frac{J_{ki}}{r_{di} \cdot r_{ki}} \cdot a = 4 \cdot \frac{0,1}{0,1 \cdot 0,095} \cdot 0,15 = 6,31 N$$

$$O_z = O_{zp} + O_{zr} = 16,5 + 6,31 = 22,81 N$$

Vzdušný odpor lze zanedbat

Součet všech jízdních odporů působících na kolo:

$$R = \sum O = O_f + O_s + O_z = 7,009 + 137,887 + 22,81 = 157,69 N$$

Celkový potřebný hnací moment na jedno kolo se pak rovná:

$$M_H = Z_K \cdot e + R \cdot r_k$$

$$M_H = 233,63 \cdot 0,05 + 157,69 \cdot 0,1 = 27,450 Nm$$

Potřebný výkon pohonu

$$P_2 = \frac{M_H \cdot \omega}{\eta} = \frac{27,450 \cdot 4}{0,9} = 122 W$$

Volím planetovou převodovku GP52C, 4-30Nm, i = 113

$$n_m = i_c \cdot n_s = 113 \cdot 38 = 4294 \text{ min}^{-1}$$

$$Mk_{vst} = \frac{Mk_{vys}}{i_c \cdot \eta} = \frac{27450}{113 \cdot 0,68} = 357,23 Nmm$$

Volím motor MAXON RE 50, 200W, $n_o = 5780 \text{ min}^{-1}$, U=24V

5.6 Volba baterii

motor	Výkon (W)	Napětí (V)	Proud (A)
2x Maxon RE50	200	24	0,248
4x Maxon EC45	150	24	4,860

Tab.5. – Přehled motorů

Současně bude v provozu 6 motorů

Po konzultaci s vedoucím bakalářské práce jsem se rozhodl pro trakční baterie Varta 12V/40Ah vážící 14 kg a rozměry 211x175x190mm. Do robotu budou použity dvě tyto baterie.

Celkové nominální zatížení

$$I_{Nc} = 4 \cdot 4,860 + 2 \cdot 0,248 = 19,916A$$

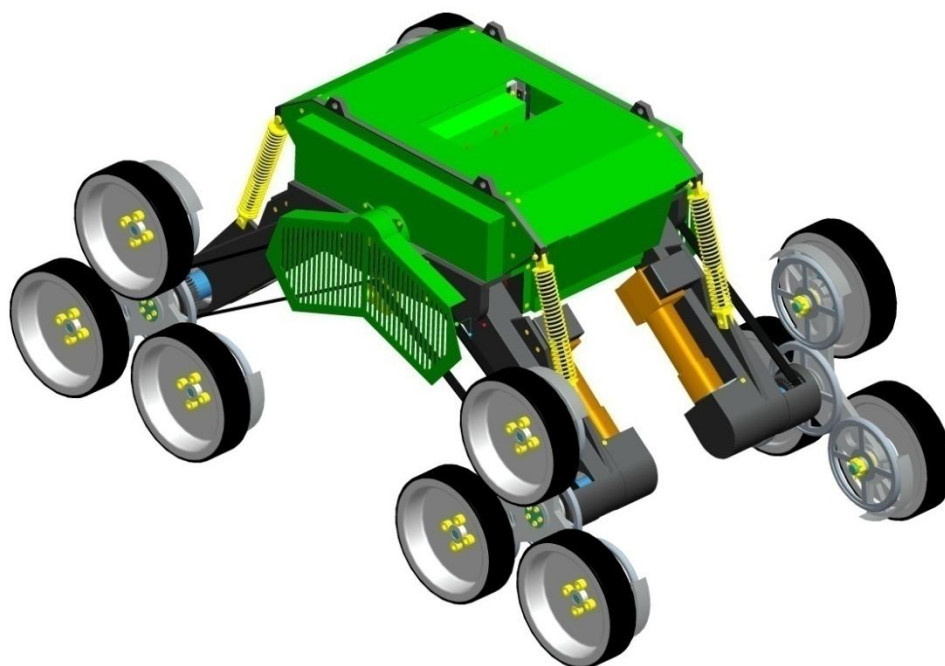
Odhad doby nominálního provozu

$$T_N = \frac{80}{19,916} = 4,01hod$$

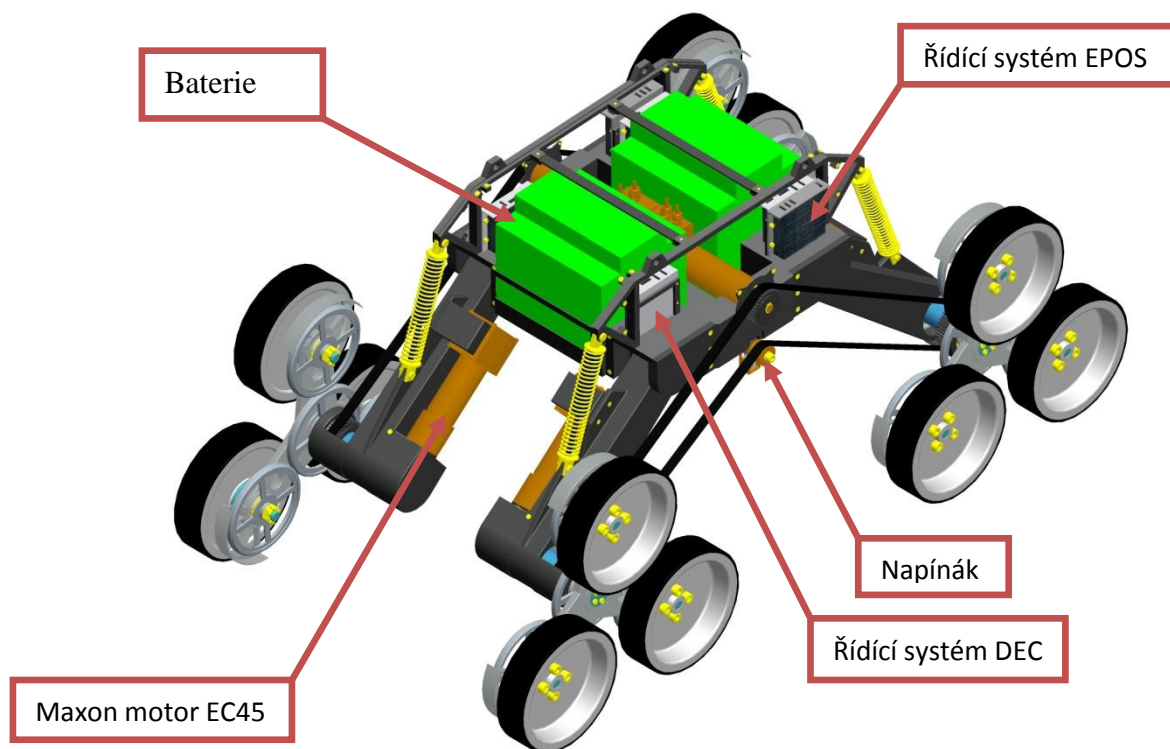
5.6 Koncepce řídicího systému

Robot bude řízen smykem, ovládání tedy bude spočívat v řízení výstupních veličin motorů. Proto jsou 4 motory EC 45 vybaveny encodery HEDS 5540 a zároveň spojeny s řídicími jednotkami DEC50/5 ty pracují v režimech řízení rychlosti se zpětnou vazbou. Motory RE50 jsou taktéž vybaveny encodery HEDL 9140, spolu s řídicími jednotkami EPOS24/5. Robot bude s operátorským stanovištěm spojen pomocí radiomodulu pro který je v robotu vyhrazen prostor. Podrobnější rozpracování řízení není předmětem této práce.

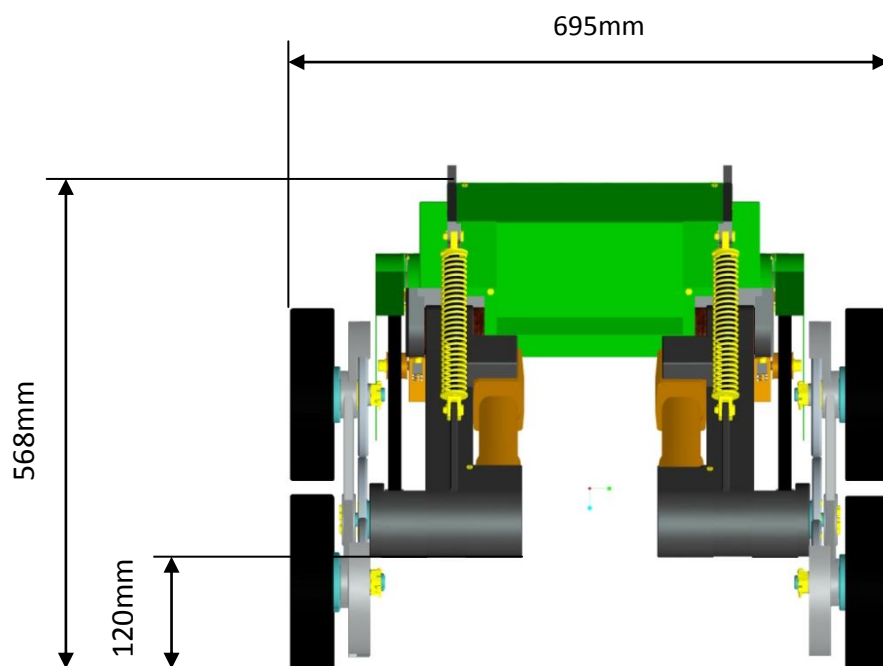
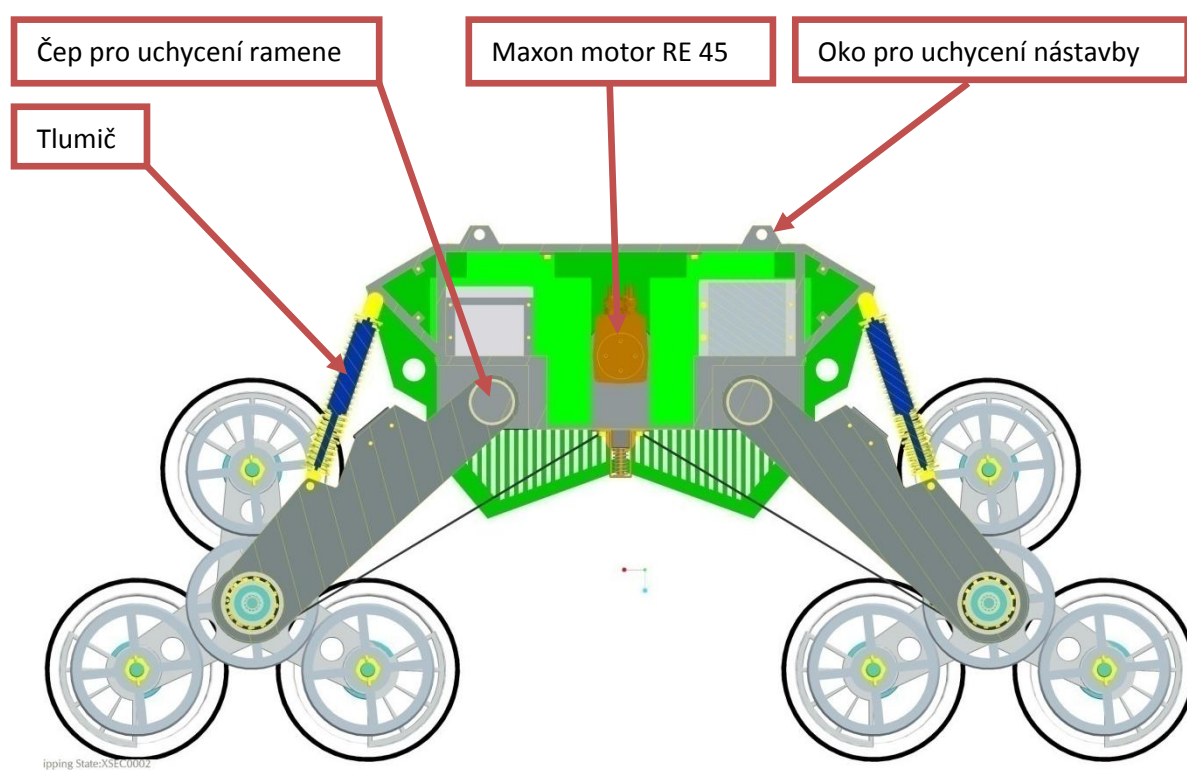
6. Popis konstrukčního řešení

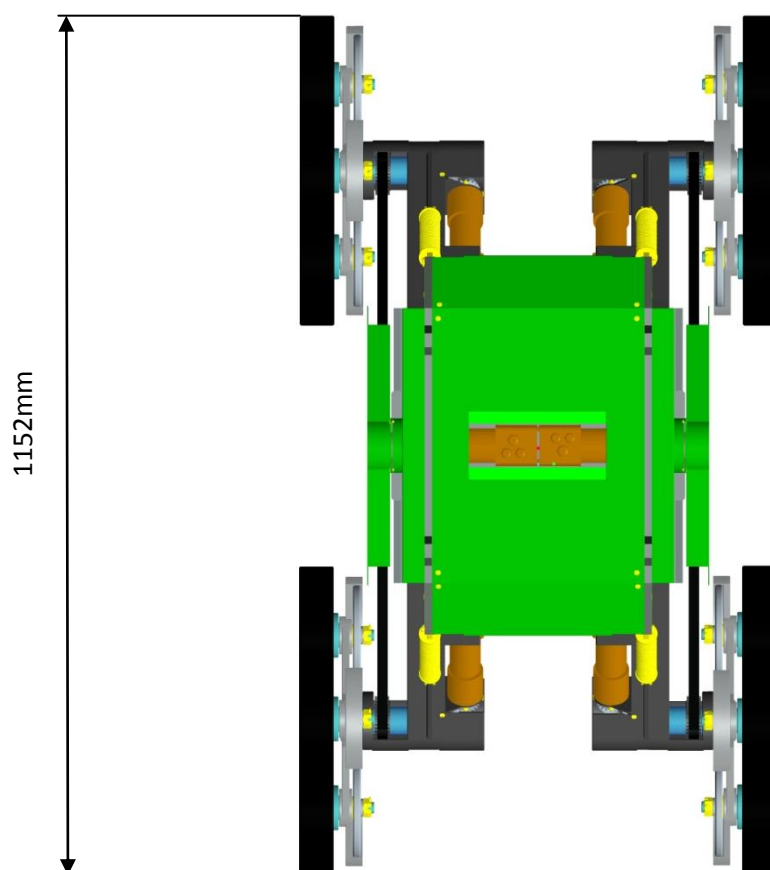


Obr.16. Celkový pohled – axonometrie

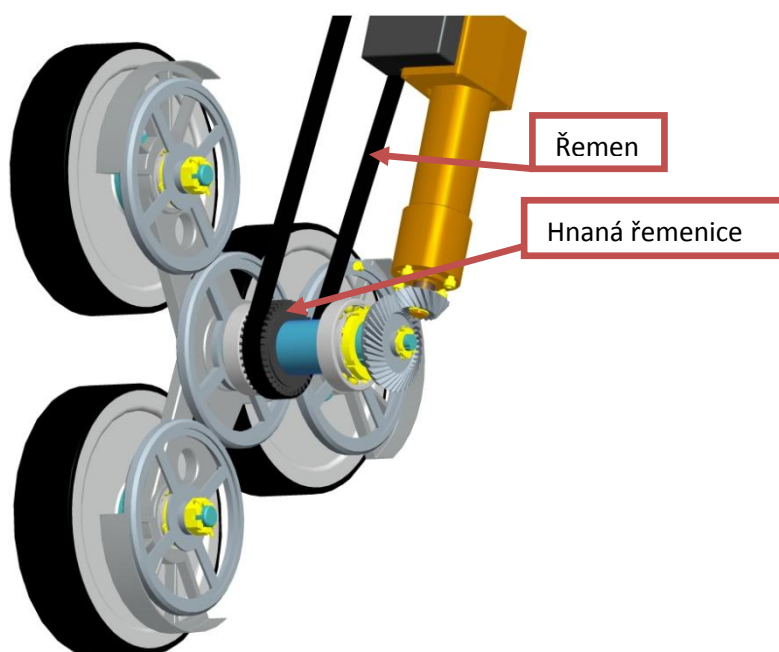


Obr.17. Celkový pohled bez krytování

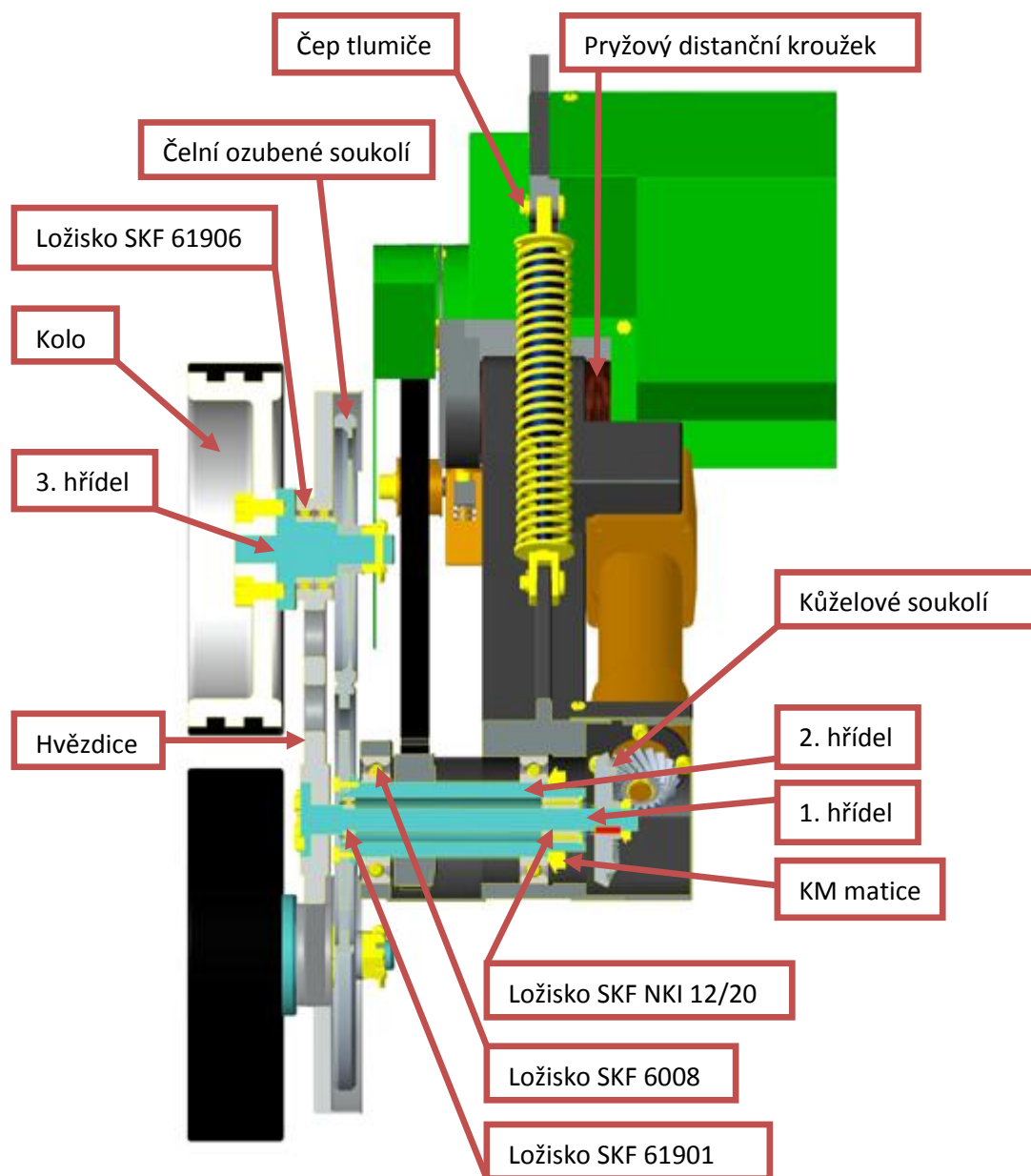
*Obr. 18. Nárys**Obr.19. Podélný řez*



Obr.20. Půdorys



Obr.21. Detail Weinsteinova soukolí

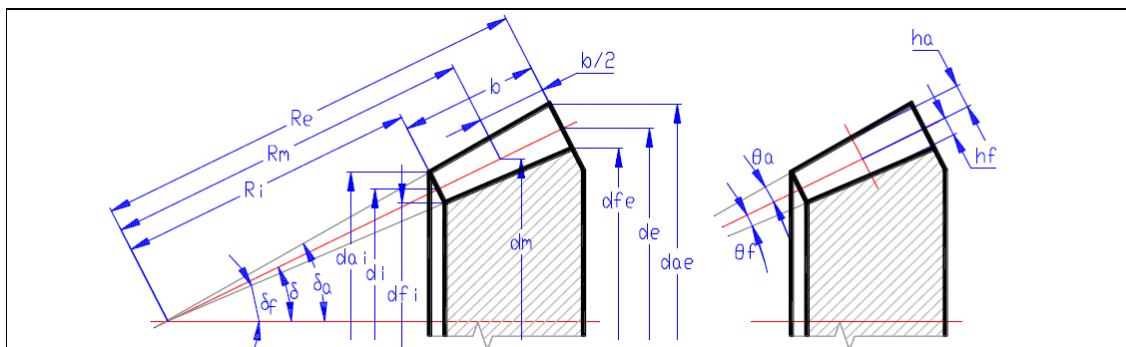


Obr.22. Řez soukolím

7. Kontrolní pevnostní výpočty základních komponentů

7.1 Kontrola kuželového soukolí

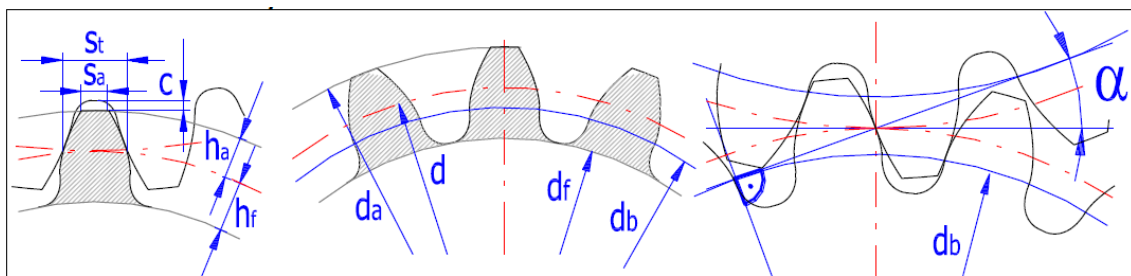
Kuželové soukolí má převodový poměr $i=2$. Výpočet byl proveden v programu MITCalc, uvádím pouze tabulku s rozměry, kompletní výpočet zařazuji do přílohy A.



6.1 Počet zubů pastorku / kola	z	18	36	
6.2 Tečný modul (vnější, střední, vnitřní)	met, mmt, mit	2,0000	1,6497	1,2994 [mm]
6.3 Normální modul (vnější, střední, vnitřní)	men, mmm, min	1,7321	1,4287	1,1253 [mm]
6.4 Délka povrchu roztečného kužele (vnější, střední, vnitřní)	Re, Rm, Ri	40,249	33,199	26,149 [mm]
6.5 Úhel roztečného kužele		δ	26,5651	63,4349 [°]
6.6 Úhel hlavového kužele		δ_a	31,6761	64,0043 [°]
6.7 Úhel patního kužele		δ_f	25,4264	57,7595 [°]
6.8 Hlavový průměr (vnější)		dae	42,440	72,358 [mm]
6.9 Hlavový průměr (střední)		dam	35,006	59,684 [mm]
6.10 Hlavový průměr (vnitřní)		dai	27,572	47,010 [mm]
6.11 Roztečný průměr (vnější)		de	36,000	72,000 [mm]
6.12 Roztečný průměr (střední)		dm	29,694	59,389 [mm]
6.13 Roztečný průměr (vnitřní)		di	23,389	46,777 [mm]
6.14 Patní průměr (vnější)		dfe	34,569	68,422 [mm]
6.15 Patní průměr (střední)		dfm	28,514	56,438 [mm]
6.16 Patní průměr (vnitřní)		dfi	22,459	44,453 [mm]
6.17 Úhel hlavy zubu		θ_a	5,1111	0,5694 [°]
6.18 Úhel paty zubu		θ_f	1,1387	5,6755 [°]
6.19 Výška hlavy zubu (vnější)		hae	3,6000	0,4000 [mm]
6.20 Výška hlavy zubu (střední)		ha	2,9694	0,3299 [mm]
6.21 Výška hlavy zubu (vnitřní)		hai	2,3389	0,2599 [mm]
6.22 Výška paty zubu (vnější)		hfe	0,8000	4,0000 [mm]
6.23 Výška paty zubu (střední)		hf	0,6599	3,2994 [mm]
6.24 Výška paty zubu (vnitřní)		hfi	0,5197	2,5987 [mm]
6.25 Normální úhel záběru		α_n	17,4952	[°]
6.26 Čelní úhel záběru		α_t	20,0000	[°]
6.27 Úhel sklonu zubů		β	30,00	[°]
6.28 Základní úhel sklonu		β_b	28,4812	[°]
6.29 Valivý úhel záběru normální		α_{wn}	17,4953	[°]
6.30 Valivý úhel záběru čelní		α_{wt}	20,0000	[°]
6.31 Normální rozteč		pe	5,441	[mm]
6.32 Čelní rozteč		pte	6,283	[mm]
6.33 Tloušťka zubu na roztečné kružnici		sne	3,7813	1,6601 [mm]
6.34 Tloušťka zubu na roztečné kružnici		sn	3,1190	1,3693 [mm]
6.35 Tloušťka zubu na roztečné kružnici		sni	2,4567	1,0785 [mm]
6.36 Tloušťka zubu na hlavové kružnici		sae	0,4544	1,5350 [mm]
6.37 Tloušťka zubu na hlavové kružnici		sa	0,3748	1,2662 [mm]
6.38 Tloušťka zubu na hlavové kružnici		sai	0,2952	0,9973 [mm]
6.39 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici		sae*	0,2624	0,8863 [modul]

7.2 Kontrola přímého ozubení

Soukolí má převodový poměr $i = 1,13$. Výpočet byl proveden v programu MITCalc, uvádím pouze tabulku s rozměry, kompletní výpočet zařazuji do přílohy B.



- 6.1 Počty zubů pastorku / kola
- 6.2 Šířka pastorku / kola
- 6.3 Normální modul
- 6.4 Tečný modul
- 6.5 Normální rozteč
- 6.6 Čelní rozteč
- 6.7 Základní rozteč
- 6.8 Osová vzdálenost (roztečná)
- 6.9 Osová vzdálenost (výrobní)
- 6.10 Osová vzdálenost (pracovní)
- 6.11 Úhel záběru
- 6.12 Čelní úhel záběru
- 6.13 Valivý úhel záběru normální
- 6.14 Valivý úhel záběru čelní
- 6.15 Úhel sklonu zubů
- 6.16 Základní úhel sklonu
- 6.17 Průměr hlavové kružnice
- 6.18 Průměr roztečné kružnice
- 6.19 Průměr základní kružnice
- 6.20 Průměr patní kružnice
- 6.21 Průměr valivé kružnice
- 6.22 Výška hlavy zubu
- 6.23 Výška paty zubu
- 6.24 Tloušťka zubu na hlavové kružnici
- 6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici
- 6.26 Tloušťka zubu na roztečné kružnici
- 6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici
- 6.28 Tloušťka zubu patní kružnici
- 6.29 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici
- 6.30 Jednotkové přisunutí kol
- 6.31 Celková jednotková korekce
- 6.32 Jednotkové posunutí

z	30	34	
b	7,56	5,31	[mm]
mn	4,5		[mm]
mt	4,5000		[mm]
p	14,137		[mm]
pt	14,137		[mm]
ptb	13,285		[mm]
a	144,0000		[mm]
av	144,0000		[mm]
aw	144,0000		[mm]
α	20,00		[°]
α_t	20,0000		[°]
α_{wn}	20,0000		[°]
α_{wt}	20,0000		[°]
β	0,00		[°]
β_b	0,0000		[°]
da	144,0000	162,0000	[mm]
d	135,0000	153,0000	[mm]
db	126,8585	143,7730	[mm]
df	123,7500	141,7500	[mm]
dw	135,0000	153,0000	[mm]
ha	4,5000	4,5000	[mm]
hf	5,6250	5,6250	[mm]
sna	3,3183	3,3667	[mm]
sta	3,3183	3,3667	[mm]
sn	7,0686	7,0686	[mm]
st	7,0686	7,0686	[mm]
sb	8,3240	8,6615	[mm]
sa*	0,7374	0,7482	[modul]
dY	0,0000		[modul]
x1+x2	0,0000		[modul]
x	0,0000	0,0000	[modul]

7.3 Kontrola řemenového převodu

Kroutící moment bude přenášet neoprenový ozubený řemen HDT 5M, součástí převodu budou tři ozubené řemenice HDT 5M. Celková délka řemenu $L = 2064\text{mm}$. Kontrola řemenového převodu a vyšetření zatěžujících sil na řemenicích bylo provedeno v programu MITCalc.

1.0 Základní vstupní hodnoty

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	▼
1.2 Typ výpočtu	Výpočet řemenového převodu	▼
1.3 Rozteč - ozubený řemen / řetěz	t	5,000 [mm] 05B ▼
1.4 Přenášený výkon	P	0,12 [kW]
1.5 Otáčky hnacího kola	n	38 [/min]
1.6 Síla v odlehčené části řemenu / řetězu v % tahové síly		30 [%]

2.0 Výpočtová tabulka / Výpočet

2.1 Souřadnice a rozměry

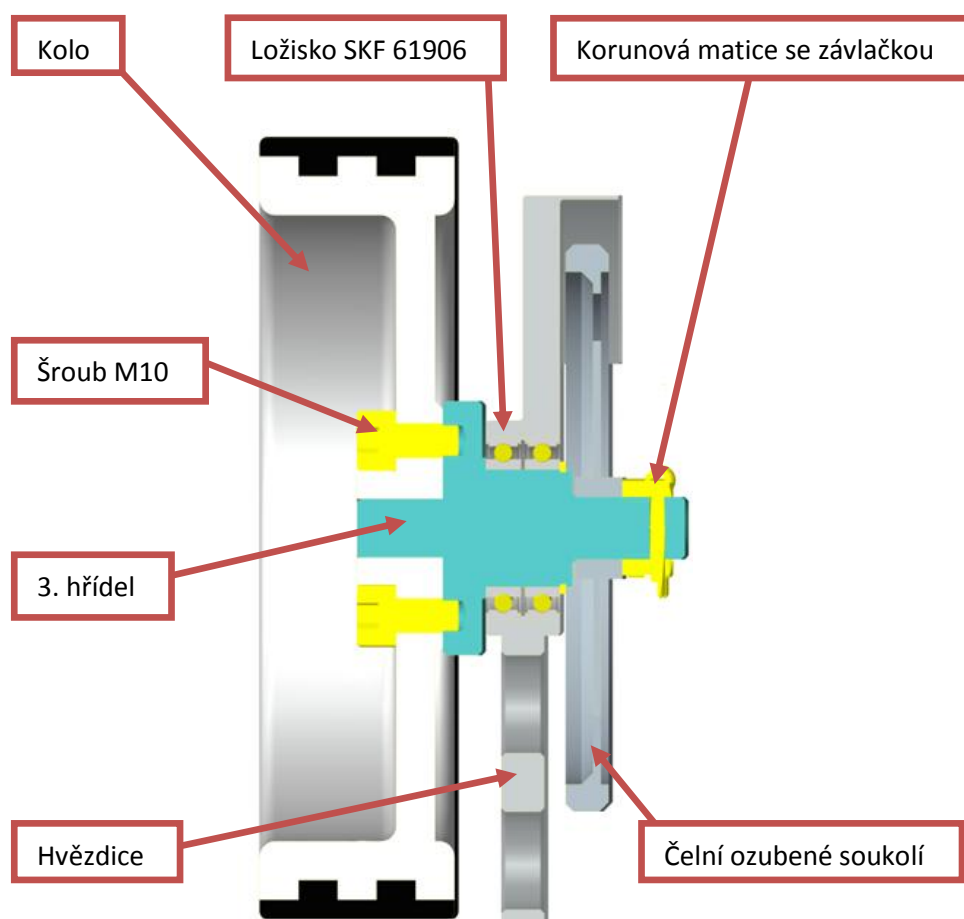
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
ID	I/O	X [mm]	Y [mm]	Z	Dp [mm]	% P	n [/min]	β [°]	Z'	Fr [N]	a [mm]	s [mm]
1	<input type="checkbox"/>	404,50	441,05	34	54,113	100	38,0	66,47	6	1373,2	485,53	485,53
2	<input type="checkbox"/>	0,00	172,50	34	54,113	50	38,0	173,39	16	2375,8	434,45	432,39
3	<input checked="" type="checkbox"/>	404,50	331,00	19	30,239	0	68,0	53,30	3	813,2	444,56	442,56
4	<input type="checkbox"/>	819,85	172,50	34	54,113	50	38,0	173,45	16	1244,8	494,61	494,61

7.4 Kontrola hřídelí

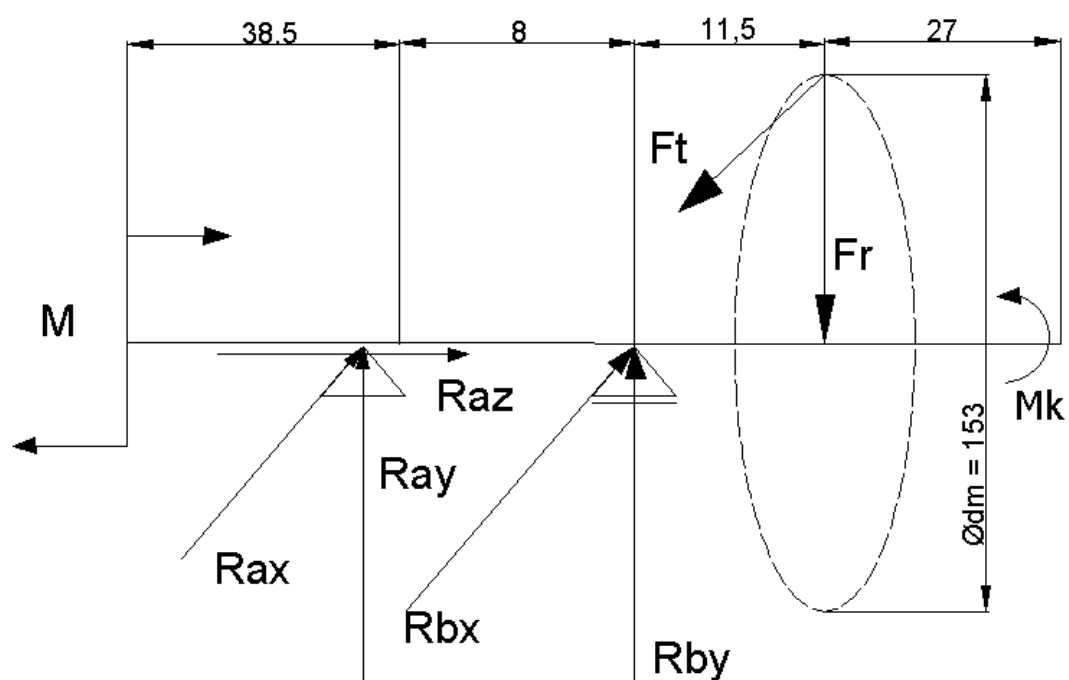
Jako příklad uvádím kontrolu 3. hřídele. Zbývající dvě hřídele jsou uvedeny v přílohách C a D. Výpočet je proveden za pomoci programu MITCalc

7.4.1 Kontrola 3. Hřídele

Hřídel 3. je zatěžována silami působícími od převodu čelními ozubenými koly, ohybovým momentem od hmotnosti robotu a kroutícím momentem přenášeným ozubeným soukolím.



Obr.23.



Obr.24.

Dáno:

Materiál: 14220

Síly od přímého ozubeného soukolí:

Radiální síla $F_r = 165\text{N}$

Obvodová síla $F_t = 454\text{N}$

Kroutící moment $M_k = 27450\text{Nmm}$ viz. M_H

Ohybový moment $M_o = 3910\text{Nmm}$

Výpočet:

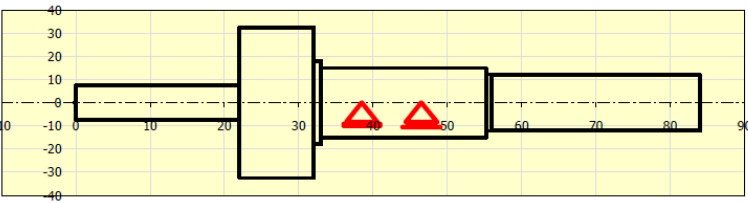
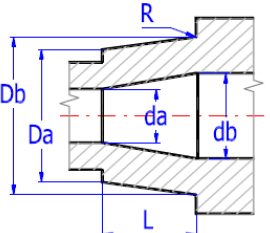
? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)		
1.2 Přenášený výkon	0,12	[kW]	1.6 Typ zatížení hřídele
1.3 Otáčky hřídele	38	[/min]	C...Mírný krut + ohyb
1.4 Krouticí moment	30,66	[Nm]	1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)
1.5 Předběžný min. průměr	22,97	[mm]	B...Ocel se zvýšenou pevností (850)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☒ Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	22,00	32,00	33,00	55,20	56,00	84,00	84,00	84,00	84,00
L	22,000	10,000	1,000	22,200	0,800	28,000				
ø Da	15,000	65,000	36,000	30,000	24,400	24,000				
ø Db	15,000	65,000	36,000	30,000	24,400	24,000				
ø da										
ø db										
R	10,000	6,000	3,000							

2.3 Celková délka hřídele 84,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 38,50 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 46,50 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

3.0 Vrubby a zápichy na hřídeli

3.1 Mez pevnosti v tahu (Su, Rm) 680,0 [MPa]

3.2 Koefficient citlivosti materiálu (q) 0,45

3.3 A. Průchozí díra

X[mm]	d[mm]	β c	β b	β t
79,00	4,00	1,83	1,49	1,25
		1,00	1,00	1,00

3.4 B. Zápich

X[mm]	d[mm]	r[mm]	β c	β b	β t
52,80	1,60		2,44	2,02	1,53
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00

3.5 C. Obecný vrub

X[mm]	b[mm]	β c	β b	β t
56,00	16,00	1,76	1,76	1,54
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

Drážka pro pero (čepová fréza)

Vlastní hodnoty

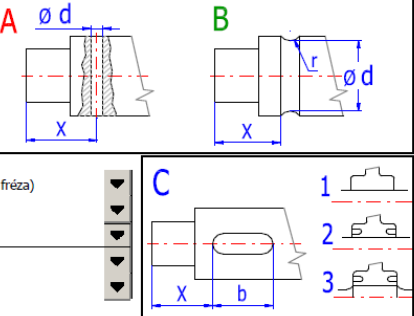
Vlastní hodnoty

Vlastní hodnoty

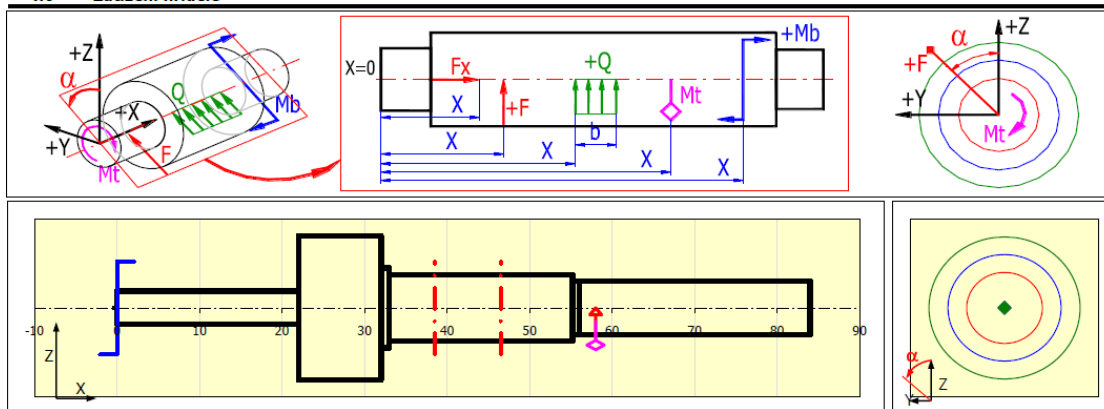
Vlastní hodnoty

3.6 D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β c	1,09	1,29	1,35	3,82	2,09	1,00	1,00	1,00	1,00
β b	1,07	1,23	1,29	3,40	2,05	1,00	1,00	1,00	1,00
β t	1,04	1,13	1,15	2,21	1,46	1,00	1,00	1,00	1,00



4.0 Zatížení hřídele



4.1 Zatížení	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	0,00					3,91				
2	58,00	0,0	483,4	90	27,00					
3	58,00		165,3	0						
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										

5.0 Rotující hmoty

6.0 Materiál a způsob namáhání

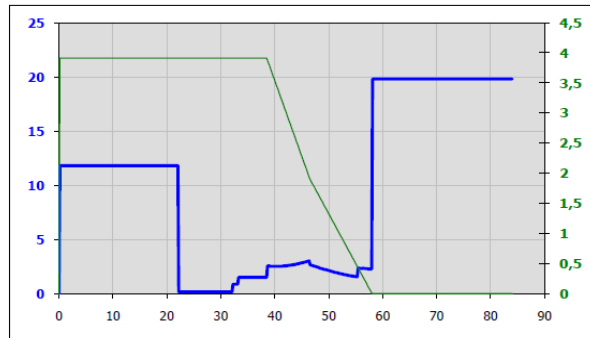
6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)					Ne	
B...Zuštětění a legovaná ocel (500 - 1400)	680	[MPa]			20	
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	680	[MPa]		1,15	
6.3 Mez kluzu v tahu	Sy/Re	442	[MPa]			
6.4 Mez kluzu v ohybu	Syb/Reb	530	[MPa]			
6.5 Mez kluzu ve smyku	Sys/Res	309	[MPa]			
6.6 Pro střídavé zatížení						
6.7 Mez únavy - tah/tlak	σ_c	245	[MPa]		1,50	
6.8 Mez únavy - ohyb	σ_{ec}	326	[MPa]		1,50	
6.9 Mez únavy - krut	τ_c	204	[MPa]		2,00	
6.10 Pro mřížové zatížení					1,50	
6.11 Mez únavy - tah/tlak	σ_{hc}	367	[MPa]			
6.12 Mez únavy - ohyb	σ_{ehc}	490	[MPa]			
6.13 Mez únavy - krut	τ_{hc}	286	[MPa]			
6.14 Měrná hmotnost	Ro	7850,0	[kg/m ³]			
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]			
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000	[MPa]			
6.17 Zatížení vlastní vahou						
6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti						
6.19 Součinitel namáhání	α_0					
6.20 Součinitel max. zatížení						
6.21 Ohyb						
6.22 Posouvající síla						
6.23 Krut						
6.24 Tah/Tlak						
6.25 Zatěžovací podmínky						
6.26 Zatížení ohybovým momentem	A...Statické					
6.27 Zatížení posouvající silou	B...Mřížové					
6.28 Zatížení krutícím momentem	B...Mřížové					
6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou	B...Mřížové					
6.30 Dynamická kontrola						
6.31 Vliv povrchu hřídele						
6.32 Vliv velikosti hřídele						
6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)						

?

Kapitola výsledků

7.0 Výsledky - shrnutí

	x	y	z	$\Sigma y+z$		7.17 Graf
7.1 Reakce v podpoře R1	0	694,8875	-251,21312	738,902342	[N]	30...Redukované napětí [MPa]
7.2 Reakce v podpoře R2	0	-1178,2875	85,8831247	1181,41328	[N]	02...Z - Ohybový moment [Nm]
7.3 Celková hmotnost hřídele	m	0,53	[kg]			
7.4 Maximální průhyb	y	0,0020	[mm]			
7.5 Maximální zkroucení	φ	0,0155	[°]			
7.6 Naklopení v R1	ϑ	0,0001	[°]			
7.7 Naklopení v R2	ϑ	0,0001	[°]			
7.8 Max. napětí v ohybu	σ_s	11,8	[MPa]			
7.9 Max. napětí ve střihu	τ_s	1,1	[MPa]			
7.10 Max. napětí v krutu	τ_c	9,9	[MPa]			
7.11 Max. napětí v tahu/tlaku	σ_g	0,0	[MPa]			
7.12 Max. redukované napětí	σ_r	19,8	[MPa]			
7.13 Min. statická bezpečnost	SF _{st}	15,55				
7.14 Min. dynamická bezpečnost	SF _D	51,32				
7.15 Rezonanční otáčky (A)	n_c	0,0	[/min]			
Rezonanční otáčky (B)	n_c	964381,2	[/min]			
Rezonanční otáčky (C)	n_c	643150,9	[/min]			



Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky (K=1)

7.5 Kontrola ložisek

Jako příklad výpočtu uvádím kontrolu ložiska SKF 6008 v podpoře A 2. hřídele. Výpočet je proveden v programu MITCalc. Výpočty všech ostatních použitých ložisek jsou uvedeny v příloze E.

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska
Kuličková ložiska jednořadá

1.3 Provedení ložiska
1.4 Otevřené provedení
1.5 Samostatné ložisko
1.6 Normální ložisková vřle

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky n 38,0 [1/min]

1.9 Radiální zatížení Fr 2191,0 [N]

1.10 Axiální zatížení Fa 0,0 [N]

1.11 Součinitel přidavných dynamických sil 1,2

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska Lh 10000 [h]

1.14 Součinitel statické bezpečnosti s0 2,00

1.15 Přidavné dynamické síly

1.16 Žádné

1.17 Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel fk 1,1 - 1,3 1,20

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel fd 1 - 1,2 1,10

1.22 Od řemenových převodů

1.23 Ozubené řemeny

1.24 Součinitel fb 1,1 - 1,3 1,20

2.0 Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
97	40,0	68,0	15,0	17800	11600	22000	14000	6008 *

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost C	17800	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení P	2629,2	[N]
2.5 Základní trvanlivost L10h	136099	[h]
2.6 Základní statická únosnost C0	11600	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení P0	2629,2	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti s0	4,41	
2.9 Dovolené radiální zatížení Frmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky nr	22000	[1/min]
2.12 Mezní otáčky nmax	14000	[1/min]
2.13 Ztrátový výkon NR	0,31	[W]
2.14 Váha ložiska g	0,19	[kg]

2.3 d 40

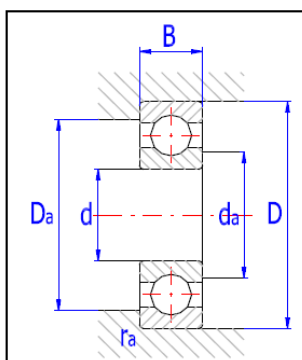
2.4 D 68

2.5 B 15

2.6 ramax 1

2.7 Damax 63,4

2.8 damin 44,6



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztažná viskozita V1 274 [mm^2/s]

3.3 Provozní viskozita v 20,1 [mm^2/s]

3.4 Viskozní poměr k 0,07

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6 Minimální radiální zatížení Frmin 6,09 [N]

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení Pu 490 [N]

3.9 Požadovaná spolehlivost 90 %

3.10 Znečištění maziva Typické znečištění

3.11 Součinitel úrovně znečištění η 0,3 - 0,1 0,20

3.12 Součinitel trvanlivosti a1/a23 1 0,1

3.13 Modifikovaná trvanlivost Lmh 13610 [h]

Ložisko vyhovuje

7.6 Kontrola pružiny

Jedná se o pružinu na tlumiči, je potřeba aby měla takovou sílu která unese $\frac{1}{4}$ váhy celého robotu. Tudíž musí ve volném stavu vyvíjet sílu 270N. Celý kontrolní výpočet je proveden v programu MITCalc a uveden v příloze F. Tento výpočet je však pouze orientační. Pružinu lze nechat vyrobit na míru.

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů pružiny.

1.1 **Provozní parametry pracovního cyklu**

1.2 Způsob zatížení Cyklické zatížení ▼

1.3 Provozní teplota T [° C]

1.4 Provozní prostředí Neagresivní ▼

1.5 **Provedení pružiny**

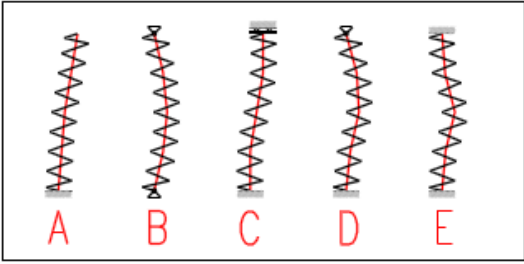
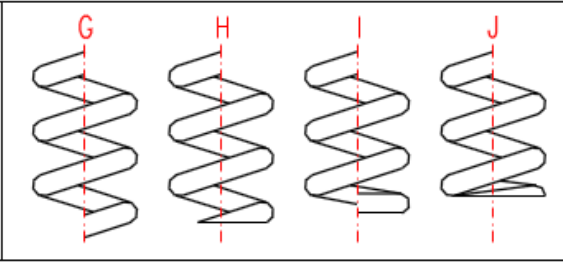
1.6 Uložení pružiny E ... Pevné - pevné uložení ▼

1.7 Provedení konců J ... Uzavřený konec obrobený ▼

1.8 Povrchové zpracování Kuličkování pružiny ▼

1.9 Smysl vinutí zavitu Pravý ▼

1.10 Počet závěrných / obrobených závitů n_C / n_G

1.11 **Staticky zatížená pružina**

1.12 Provozní režim zatížení Středně těžký provoz ▼

1.13 Požadovaná míra bezpečnosti S_S

1.14 Způsob korekce napětí v krutu Bez korekce ▼

1.15 **Cyklicky zatížená pružina**

1.16 Provozní režim zatížení Zatížení s lehkými rázy ▼

1.17 Požadovaná životnost pružiny v tisících cyklů N Neomezená životnost ▼

1.18 Požadovaná míra bezpečnosti S_F

1.19 Způsob korekce napětí v krutu Korekce dle Wahla ▼

2.0 ☒ Volba materiálu pružiny.

2.1 Způsob výroby : Pružiny formované za studena ▼

2.2 Materiál pružiny : Zušlechťený ventilový drát třídy VDC dle EN 10270-2 ▼

2.3 **Oblast použití vybraného materiálu**

2.4 Vhodnost pro dynamické zatížení

2.5 Relativní pevnost materiálu

2.6 Korozivní odolnost

2.7 Maximální pracovní teplota

2.8 Dodávané průměry drátu

excelentní	
střední	
nevyhovující	
150	[° C]
0,5 - 17	[mm]

2.9 **Mechanické a fyzikální vlastnosti materiálu**

2.10 Modul pružnosti ve smyku G₂₀ [MPa]

2.11 Modul pružnosti ve smyku při pracovní teplotě G [MPa]

2.12 Hustota ρ [kg/m³]

2.13 **Pevnostní charakteristiky materiálu**

2.14 Mez pevnosti v tahu R_m [MPa]

2.15 Mezní dovolené napětí v krutu τ_D [MPa]

7.7 Kontrola pera na hřídélích

Kontrola pera na 1. hřídeli. Zbývající pera jsou zkontrolovány v příloze G.

Dáno:

pero 4x4x14 ČSN 022562

$M_k = 45704 \text{ Nmm}$ viz. *přenášený krouticí moment* Mh_s

$d = 12 \text{ mm}$

$b = 4 \text{ mm}$, $h = 4 \text{ mm}$, $l = 14 \text{ mm}$

$t_1 = 1,6 \text{ mm}$

$R_e = 910 \text{ MPa}$ [2, str.235]

Síla vyvolaná kroutícím momentem:

$$F = \frac{2 \cdot M_K}{d} = \frac{2 \cdot 45704}{12} = 7617,33 \text{ N}$$

Výpočtová plocha pera:

$$S = t_1 \cdot (l - b) = 1,6 \cdot (14 - 4) = 16 \text{ mm}^2$$

Tlakové napětí působící na pero:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{7617,33}{16} = 476 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v tlaku:

$$p_D = \frac{0,7 \cdot R_e}{k_s} = \frac{0,7 \cdot 910}{1,3} = 490 \text{ MPa}$$

$$\underline{p \leq p_D}$$

Pero vyhovuje.

7.8 Kontrola šroubů

Kontrola šroubů pro přenos krouticího momentu na kolech. Ostatní kontrolní výpočty šroubů spojující nejdůležitější komponenty jsou uvedeny v příloze G

Dáno:

4x šroub M10 x 16 ISO4762 – 8.8

$d_R = 45\text{mm}$

$M_k = 27450\text{Nmm}$ viz M_H

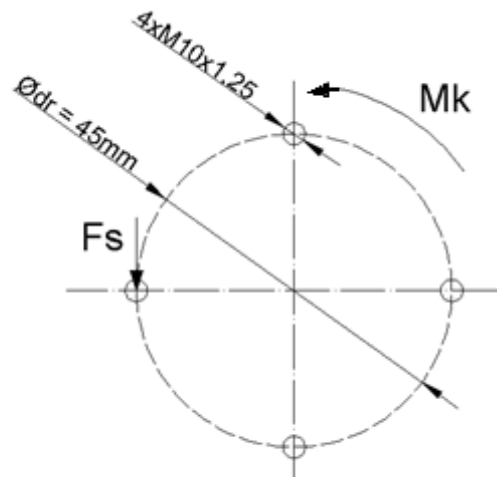
$P_h = 1,25$ – stoupání závitu

$f=0,18$

$f_z=0,13$

$d_2=9,188\text{mm}$

$d_3=8,466\text{mm}$



Obr.25.

Síla působící na jeden šrouby:

$$F = \frac{M_k}{\frac{d_R}{2}} = \frac{27450}{\frac{45}{2}} = 1220\text{N}$$

Podmínka přenosu krouticího momentu nelícovanými šrouby:

$$k_s \cdot F \leq F_s = F_0 \cdot f$$

Síla v ose šroubu je tedy:

$$F_0 = \frac{k \cdot F}{f} = \frac{1,3 \cdot 1220}{0,18} = 8811,11\text{N}$$

Napětí v tahu pak je:

$$\sigma_t = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{8811,11}{\frac{\pi \cdot 8,466^2}{4}} = 156,52\text{MPa}$$

Pro výpočet tečné síly vyvolávající utahovací moment je nutné nejprve spočítat úhel stoupání a redukovaný třecí úhel

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} \rightarrow \psi = \operatorname{arctg} \frac{1,25}{9,188 \cdot \pi} = 2^\circ 28'$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos 30^\circ} = \operatorname{arctg} \frac{0,13}{\cos 30^\circ} = 8^\circ 32'$$

$$F_z = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 8811,11 \cdot \operatorname{tg}(2^\circ 28' + 8^\circ 32') = 1712,70 N$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{1712,70 \cdot \frac{9,188}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,466^3}{16}} = 66,04 MPa$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k} = \sqrt{156,52^2 + 4 \cdot 66,04^2} = 204,8 MPa$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{640}{204,8} = \underline{\underline{3,137}} \geq 1,8$$

Mez pevnosti lze spočítat z třídy pevnosti

$$R_m = 800 MPa$$

$$R_e = \frac{8 \cdot R_m}{10} = \frac{8 \cdot 800}{10} = 640 MPa$$

Šrouby vyhovují.

7.9 Kontrola čepu pro uchycení tlumiče

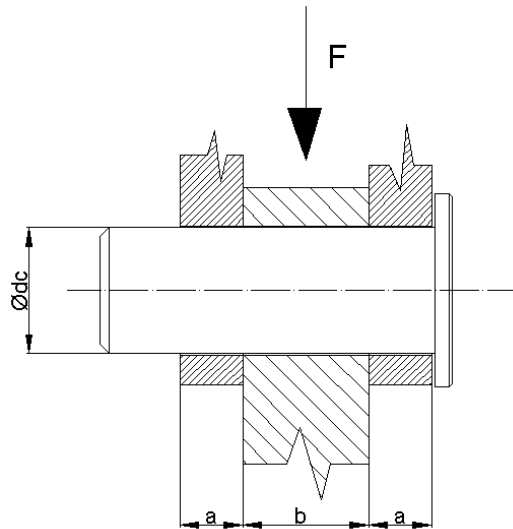
Dáno:

$a=4\text{mm}$

$b=8\text{mm}$

$d_c=8\text{mm}$ - průměr čepu

$F=270\text{N}$ viz. G_R



Obr.26.

Kontrola čepu na ohyb

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} = \frac{F \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} = \frac{270 \cdot \left(\frac{4}{2} + \frac{8}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 8^3}{32}} = 16,11\text{MPa}$$

$$\sigma_0 \leq \sigma_{OD}$$

$$16,11 \leq 60$$

Kontrola čepu na otlačení:

$$p = \frac{F}{b \cdot d_c} = \frac{270}{8 \cdot 8} = 4,21\text{MPa}$$

$$p_D = 0,7 \cdot \sigma_{tD} = 0,7 \cdot 60 = 42\text{MPa}$$

$$p \leq p_D$$

Čep vydrží toto napětí.

7.10 Volba Tlumiče

Tlumič má za úkol zmírnit zpětný ráz pružiny a zabránit kmitání při najetí kola do díry nebo na překážku. Zvolil jsem pro to plynový tlumič od firmy BansBach MC damper s průměrem pístnice 8mm a průměrem válce 22 mm. Zdvih tlumiče 10 - 300mm. Možná výsuvná síla 30 - 700N, progresivita 22%.

8. Závěr

Postupem času a díky stálému zlepšování technologii je možno zmenšovat stávající konstrukce podvozků. Zároveň dnešní možnosti a konkurenční prostředí mezi výrobci jednotlivých konstrukčních dílů umožňuje přicházet se stále lepšími a daleko kompaktnějšími konstrukcemi než tomu bylo doposud.

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí čtyřkolového podvozku využívajícího Weinsteinova kola, díky kterým je umožněn pohyb po schodišti. Výsledkem práce je podvozek o celkové hmotnosti 91kg s rozměry: šířka 695mm, délka 1152mm a nejvyšší výška 568mm. Podvozek je určen pro vnitřní prostory a umožňuje zdolávat schody s výškou stupně 175mm s teoreticky neomezenou délkou schodiště.

Na podvozek lze díky okům přivařeným na rám podvozku připevnit ještě blíže nespecifikovanou nástavbu do hmotnosti 20kg. Může se jednat například o manipulační rameno, nespecifikovaný nástroj nebo jen senzory a snímací zařízení. V horním krytu je otvor sloužící pro připojení nástavby k bateriím.

Díky odpružení jednotlivých soukolí udržuje podvozek stabilitu i při přejezdu přes menší překážky jako například: prahy dveří, chybějící dlaždice či kabely položené na zemi. Pohon zabezpečují dvě trakční baterie Varta o celkovém výkonu 80Ah což vystačí podvozku na 4 hodiny provozu. Podvozek je řízen smykem a pro ovládání jsou použity řídicí jednotky EPOS.

Základem pro tento konstrukční návrh bylo vytvoření 3D modelu. Byly provedeny základní pevnostní výpočty všech důležitých částí pro chod podvozku. Podrobné výpočty ostatních součástí mohou být předmětem další práce. Projekt lze dále rozvinout o návrh řídicího systému a výběr vhodných čidel senzorů a radiomodulů pro spojení s operátorským stanovištěm. Rovněž lze vylepšit stávající krytování – zejména ozubených kol a případná úprava převodového poměru což by mělo za následek nižší požadavky kladené na motory.

Konstrukce podvozku byla projektována s cílem dosáhnout co nejmenší průjezdné šířky s pokud možno malým počtem motorů při zachování potřebného výkonu. Nemalá pozornost byla věnována designu celého podvozku se zaměřením na jednoduchost údržby.

9. Seznam použité literatury

- [1] Kárník, L., *Servisní roboty*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2004. 144 s. ISBN 80-248-0626-6.
- [2] Vávra, P., Leinveber, J., *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2003. 866s. ISBN 80-86490-74-2
- [3] Kárník, L. – Knoflíček, R. – Marcinčin, J. N. *Mobilní roboty*. Opava: Márfy Slezko, 2000. 210s. ISBN 80-902746-2-5.
- [4] Húska, M. *Konstrukční návrh mobilního robotu*, Ostrava: katedra Robotechniky – 354, VŠB – TU, 2003, 45s.
- [5] Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce. [online] Dostupné z [www: <http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace/>](http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace/)
- [6] Produkty Maxon. [online] Dostupné z [www: <http://www.shop.maxonmotor.com/ishop/app>](http://www.shop.maxonmotor.com/ishop/app)
- [7] Tlumič MC damper. [online] Dostupné z [www: <http://www.bansbach.de/com/gasfedern/mc-dampfer.html>](http://www.bansbach.de/com/gasfedern/mc-dampfer.html)
- [8] Ložiska. [online] Dostupné z [www: <http://www.skf.cz>](http://www.skf.cz)
- [9] Baterie. [online] Dostupné z [www: <http://www.varta-autobaterie.cz>](http://www.varta-autobaterie.cz)
- [10] Informace o schodišti. Dostupné z [www: <http://www.wikipedia.cz>](http://www.wikipedia.cz)
- [11] Hliníkové profily. [online] Dostupné z [www: <http://www.alms-brno.cz>](http://www.alms-brno.cz)
- [12] Pružiny. [online] Dostupné z [www: <http://www.alcomex.cz>](http://www.alcomex.cz)
- [13] Katology tlumiče [online] Dostupné z [www: <http://www.bibus.cz>](http://www.bibus.cz)
- [14] Řídící jednotky [online] Dostupné z [www: <http://www.uzimex.cz>](http://www.uzimex.cz)
- [15] Řemeny a řemenice. [online] Dostupné z [www: <http://www.tyma.cz>](http://www.tyma.cz)

Seznam použitých programů

PTC – PRO Engineer Wildfire 4.0

AutoCAD 2009

MITCALC

MS word 2007

Přílohy a výkresová dokumentace

Příloha A – Kůželové soukolí

Příloha B – Čelní ozubené soukolí

Příloha C – Kontrola 1. hřídele

Příloha D – Kontrola 2. Hřídele

Příloha E – Kontrola Ložisek

Příloha F – Návrh pružiny

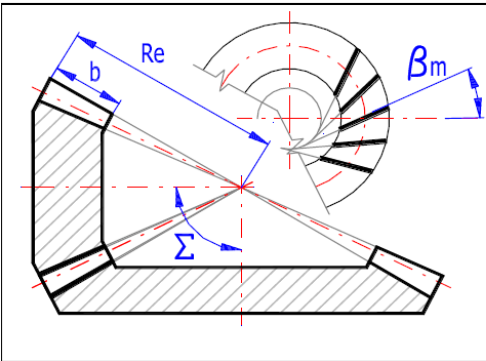
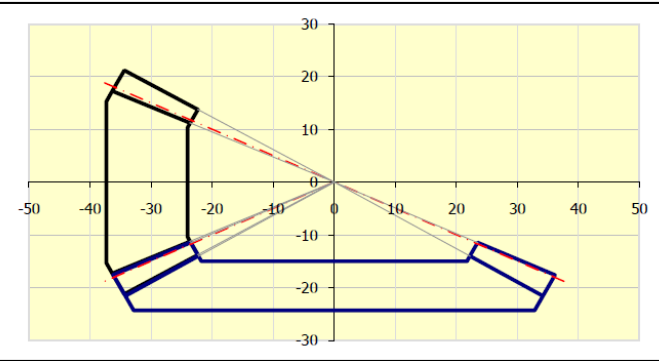
Příloha G – Kontrola per na hřídelích

Příloha H – Kontrola šroubů

Výkres sestavy – Čtyřkolový podvozek. – č.v. 1-BP-1

CD , obsahující model v Pro Engineer Wildfire 4.0

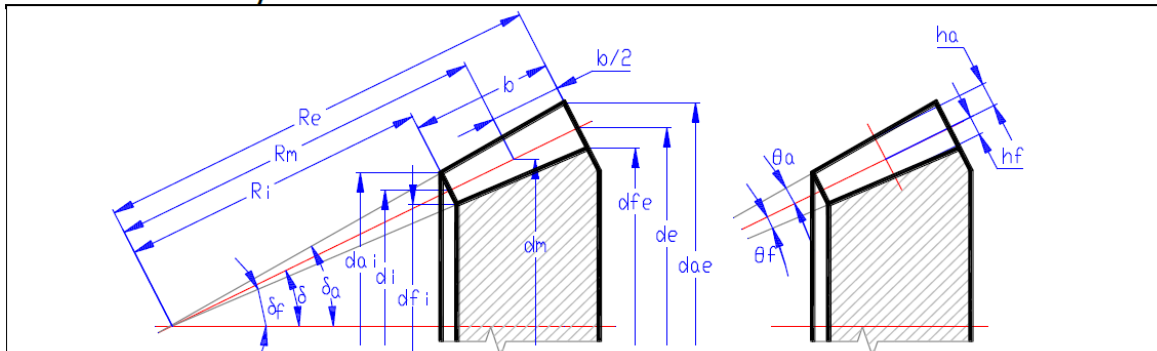
Příloha A – kůželové soukolí

?		Kapitola vstupních parametrů	
1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů			
1.1 Přenášený výkon	Pw	0,066	0,065 [kW]
1.2 Otáčky (pastorek / kolo)	n [1/min]	26,3	13,2 [1/min]
1.3 Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	23,79	46,87 [Nm]
1.4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	2,00	
1.5 Skutečný převodový poměr / odchylka	i	2,0000	0,00%
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.			
2.1 Materiál pastorku :	E...Konstrukční ocel slitinová 37 Cr 4 (Rm=785 MPa) povrchově kalená mezerově		
2.2 Materiál kola :	E...Konstrukční ocel slitinová 37 Cr 4 (Rm=785 MPa) povrchově kalená mezerově		
2.3 Zatěžování převodovky, hnací stroj - příklady	A...Plynulé		
2.4 Zatěžování převodovky, poháněný stroj - příklady	A...Plynulé		
2.5 Typ uložení soukolí	A...Letmo uložená obě kola - typ 2		
2.6 Stupeň přesnosti - DIN3965 / ISO1328 Ra max v max.	5 / 6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 20)		
2.7 Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2,00	
2.8 Požadovaná životnost	Lh	10000	[h]
2.9 Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,30	1,60
2.10 Automatický návrh	B. Šikmé ozubení		
3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Parametry profilu zubu, typ ozubení			
3.1 Řídící křivka ozubení (Typ ozubení)	A,B. Přímka, typ I (Standardní přímé a šikmé ozubení)		
3.2 Součinitel výšky hlavy zubu	ha*	1,000	1,000 [modul]
3.3 Jednotková hlavová vřle	c*	0,200	0,200 [modul]
3.4 Doporučené zaoblení paty zubu		0,286	0,286 [modul]
3.5 Zaoblení paty zubu	rf*	0,286	0,286 <input checked="" type="checkbox"/> [modul]
4.0 <input checked="" type="checkbox"/> Návrh modulu (Diametral Pitch) a geometrie ozubení			
4.1 Počet zubů pastorku / kola	z	18	36
4.2 Úhel os hřidelí	Σ	90	90 [°]
4.3 A. Čelní úhel záběru	α	20,0	25,0 [°]
4.4 Základní úhel sklonu zubů	β_m	30,0	0 [°]
4.5 Smysl stoupání zubů (pastorek)	Pravý		
4.6 Šířka ozubení k povrchové přímce kužele (b/Re)	Re/b	0,36	< 0,35
4.7 Šířka ozubení k povrchové přímce kužele (b/Re)	met	2,000	
4.8 A. Tečný modul (vnější)	b	14,1	< 14,1 <input checked="" type="checkbox"/> [mm]
4.9 Šířka ozubení / max. doporučená hodnota	m	0,276	
4.10 Přibližná hmotnost soukolí	SH / SF	1,383	2,333 [kg]
4.11 Minimální koeficient bezpečnosti			
			
5.0 <input checked="" type="checkbox"/> Korigování ozubení			
5.1 Způsob korekce	A. Přímé ozubení VN, zvýšená pevnost na ohyb		
5.2 Doporučená hodnota	x1 / xT1	0,557	0,000
5.3 - Přípustné podříznutí zubu (min. hodnota)	x1 / x2	-0,5258	-4,6033
5.4 - Zabraňující podříznutí zubu (min. hodnota)	x1 / x2	-0,3592	-4,4366

- 5.5 Nastavení jednotkového posunutí pastorku
 5.6 Jednotkové posunutí pastorku a kola
 5.7 Jednotková změna tloušťky zubu
 5.8 Součinitel celkového záběru
 5.9 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici
 5.10 Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku
 5.11 Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu

x_1 / x_2	0,8000	-0,8000
x_{t1} / x_{t2}	0,0300	-0,0300
ε_γ	2,7903	
sae^*	0,2624	0,8863
SH	1,383	1,483
SF	2,87	2,33

Kapitola výsledků

6.0 ☒ Základní rozměry ozubení

6.1 Počet zubů pastorku / kola	z	18	36	
6.2 Tečný modul (vnější, střední, vnitřní)	met, mmt, mit	2,0000	1,6497	1,2994 [mm]
6.3 Normální modul (vnější, střední, vnitřní)	men, mmn, min	1,7321	1,4287	1,1253 [mm]
6.4 Délka povrchy roztečného kužele (vnější, střední, vnitřní)	Re, Rm, Ri	40,249	33,199	26,149 [mm]
6.5 Úhel roztečného kužele	δ	26,5651	63,4349	[°]
6.6 Úhel hlavového kužele	δ_a	31,6761	64,0043	[°]
6.7 Úhel patního kužele	δ_f	25,4264	57,7595	[°]
6.8 Hlavový průměr (vnější)	dae	42,440	72,358	[mm]
6.9 Hlavový průměr (střední)	dam	35,006	59,684	[mm]
6.10 Hlavový průměr (vnitřní)	dai	27,572	47,010	[mm]
6.11 Roztečný průměr (vnější)	de	36,000	72,000	[mm]
6.12 Roztečný průměr (střední)	dm	29,694	59,389	[mm]
6.13 Roztečný průměr (vnitřní)	di	23,389	46,777	[mm]
6.14 Patní průměr (vnější)	dfe	34,569	68,422	[mm]
6.15 Patní průměr (střední)	dfm	28,514	56,438	[mm]
6.16 Patní průměr (vnitřní)	dfi	22,459	44,453	[mm]
6.17 Úhel hlavy zubu	θ_a	5,1111	0,5694	[°]
6.18 Úhel paty zubu	θ_f	1,1387	5,6755	[°]
6.19 Výška hlavy zubu (vnější)	hae	3,6000	0,4000	[mm]
6.20 Výška hlavy zubu (střední)	ha	2,9694	0,3299	[mm]
6.21 Výška hlavy zubu (vnitřní)	hai	2,3389	0,2599	[mm]
6.22 Výška paty zubu (vnější)	hfe	0,8000	4,0000	[mm]
6.23 Výška paty zubu (střední)	hf	0,6599	3,2994	[mm]
6.24 Výška paty zubu (vnitřní)	hfi	0,5197	2,5987	[mm]
6.25 Normální úhel záběru	α_n	17,4952		[°]
6.26 Čelní úhel záběru	α_t	20,0000		[°]
6.27 Úhel sklonu zubů	β	30,00		[°]
6.28 Základní úhel sklonu	β_b	28,4812		[°]
6.29 Valivý úhel záběru normální	α_{wn}	17,4953		[°]
6.30 Valivý úhel záběru čelní	α_{wt}	20,0000		[°]
6.31 Normální rozteč	pe	5,441		[mm]
6.32 Čelní rozteč	pte	6,283		[mm]
6.33 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sne	3,7813	1,6601	[mm]
6.34 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	3,1190	1,3693	[mm]
6.35 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sni	2,4567	1,0785	[mm]
6.36 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sae	0,4544	1,5350	[mm]

6.37	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa	0,3748	1,2662	[mm]
6.38	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sai	0,2952	0,9973	[mm]
6.39	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sae*	0,2624	0,8863	[modul]

7.0 ☒ Porovnávací (virtuální) soukolí

7.1	Počet zubů virtuálního kola se šikmými zuby	zvn'	20,125	80,498	
7.2	Počet zubů virtuálního kola s přímými zuby	zv	30,078	120,311	
7.3	Průměr roztečné kružnice	dv'	33,199	132,797	[mm]
7.4	Průměr hlavové kružnice da	dva'	39,138	133,457	[mm]
7.5	Průměr základní kružnice	dvb'	31,197	124,788	[mm]
7.6	Průměr patní kružnice	dvf'	31,879	126,198	[mm]
7.7	Virtuální vzdálenost os	av	82,9981		[mm]
7.8	Virtuální převodový poměr	iv	4,0000		

8.0 ☒ Kvalitativní ukazatele ozubení

8.1	Součinitel záběru v čelní rovině / osové rovině	$\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta$	1,4551	1,3351	
8.2	Součinitel celkového záběru	ε_γ	2,7903		
8.3	Kritické otáčky	nE1	50016,67		[/min]
8.4	Resonanční poměr	N	0,00		
8.5	Přibližná hmotnost soukolí	m	0,2760		[kg]
8.6	Účinnost převodového soukolí	μ	98,52%		
8.7	Zvolená / Doporučená viskozita oleje	v50	529	529	<input checked="" type="checkbox"/> [mm2/sec]

9.0 ☒ Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti**Společné pro soukolí**

9.1	Tuhost páru zubů	c'	14,80	
9.2	Záběrová tuhost ozubení	C γ	19,85	
9.4	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1	
9.5	Součinitel vnitřních dynamických sil	KV	1,001	
9.6	Počet cyklů	NK	1,58E+07	7,90E+06

Pro výpočet bezpečnosti na dotyk

9.7	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K H_β	1,643	
9.8	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K H_α	1,000	
9.9	Celkový součinitel přídavného zatížení	KH	1,644	
9.10	Součinitel mechanických vlastností	ZE	189,81	
9.11	Součinitel tvaru	ZH	2,339	
9.12	Součinitel sklonu zubu	Zbeta	0,931	
9.13	Součinitel dotyku	Zeps	0,829	
9.14	Součinitel maziva	ZL	1,124	
9.15	Součinitel obvodové rychlosti	ZV	0,922	
9.16	Součinitel drsnosti povrchu	ZR	0,893	
9.17	Součinitel profilu zubu	ZK	0,850	
9.18	Součinitel životnosti (dotyk)	ZN	1,203	1,289
9.19	Součinitel jednopárového záběru	ZB / ZD	1,000	1,000

Pro výpočet bezpečnosti na ohyb

9.19	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K F_β	1,643	
9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K F_α	1,000	
9.21	Celkový součinitel přídavného zatížení	KF	1,644	
9.22	Součinitel sklonu zubu	Ybeta	0,750	
9.23	Součinitel vlivu záběru profilu	Yeps	0,648	
9.24	Součinitel vrubové citlivosti	Ydelta	1,028	0,982
9.25	Součinitel vlivu velikosti	YX	1,000	1,000
9.26	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	YR	0,986	0,986
9.27	Koeficient střídavého zatížení	YA	1,000	
9.28	Součinitel technologie výroby	YT	1,000	
9.29	Součinitel životnosti (ohyb)	YN	1,000	1,000
9.30	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	YFS	3,364	4,137

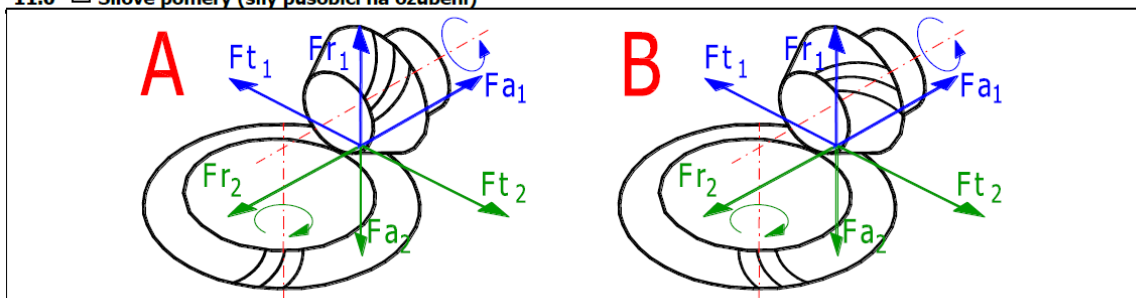
10.0 ☒ Koeficienty bezpečnosti

10.1	Na únavu v dotyku	SH	1,38	1,48
10.2	Na únavu v ohybu	SF	2,87	2,33

10.3 V dotyku při jednorázovém přetížení

SHst	1,85	1,85
SFst	3,54	2,88

10.4 V ohybu při jednorázovém zatížení

11.0 ☒ **Silové poměry (síly působící na ozubení)**

11.1 Obvodová síla	Ft	1602,19	[N]
11.2 Normální síla	Fn	1939,78	[N]
11.3 Axiální síla - (otáčení podle obrázku)	Fa	-566,58	935,27 [N]
11.4 Radiální síla (otáčení podle obrázku)	Fr	935,27	-566,58 [N]
11.5 Axiální síla (otáčení směr proti obrázku)	Fa	1088,16	107,90 [N]
11.6 Radiální síla (otáčení směr proti obrázku)	Fr	107,90	1088,16 [N]
11.7 Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	0,04	< 20 [m/s]
11.8 Šířkové zatížení / měrné zatížení	wt wt*	133,68	93,57 [N/mm MPa]

12.0 ☒ **Parametry zvoleného materiálu**

12.1 Hustota	Ro	7870	7870	[kg/m ³]
12.2 Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206	206	[GPa]
12.3 Mez pevnosti v tahu	Rm	785	785	[MPa]
12.4 Mez kluzu v tahu	Rp0.2	539	539	[MPa]
12.5 Poisonova konst.		0,3	0,3	
12.6 Mez únavy v dotyku	SHlim	1140	1140	[MPa]
12.7 Mez únavy v ohybu	SFlim	605	605	[MPa]
12.8 Tvrdost zubu na boku	VHV	600	600	[HV]
12.9 Tvrdost zubu v jádře	JHV	250	250	[HV]
12.10 Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	NHlim	1,00E+08	1,00E+08	
12.11 Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	qH	10	10	
12.12 Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	
12.13 Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	qF	9	9	

Kapitola doplňků**13.0** ☒ **Výkon, oteplení, plocha skříně**

13.1 Teplota okolního vzduchu	20,00	[°C]
13.2 Maximální teplota oleje	60,00	[°C]
13.3 Koeficient odvodu tepla	10,00	[W/m ² /K]
13.4 Ztrátový výkon	0,00	[kW]
13.5 Plocha převodové skříně (minimální)	0,00	[m ²]

16.0 ☒ **Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)****Doporučený průměr hřídele pro:**

16.1 - Hřídele přenášející hlavní zatížení	DA	38,31	39,80	[mm]
16.2 - Malé, krátké hřídele	DB	29,77	30,93	[mm]

17.0 ☒ **Přibližný výpočet modulu existujícího kola**

17.1 Počet zubů měřeného kola	z	20	
17.2 Průměr hlavové kružnice	da	33,50	[mm]
17.3 Vzdálenost mezi hranami sousedních zubů	u	0,00	[mm]
17.4 Úhel sklonu zubů	β	10,00	[°]
17.5 Modul ozubení	mn	1,50	[mm]

18.0 ☒ **Pomocné výpočty**

18.1 Výpočet převodového poměru z počtu zubů	z1,z2 = i	13	17	= 1,3077
18.2 Výpočet převodového poměru z otáček	n1,n2 = i	700,0	350,0	= 2,0000
18.3 Výpočet výkonu z kroutícího momentu a otáček	Mk1,n1=Pw1	30,0	1200,0	= 3,7696

Priloha B – čelní ozubené soukolí

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba základních vstupních parametrů

1,1 Přenášený výkon	Pw	0,122	0,121	[kW]
1,2 Otáčky pastorku / kola	n [/min]	38,0	33,5	[/min]
1,3 Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	30,66	34,41	[Nm]
1,4 Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	1,12		
1,5 Skutečný převodový poměr / odchylka	i	1,13	1,18%	

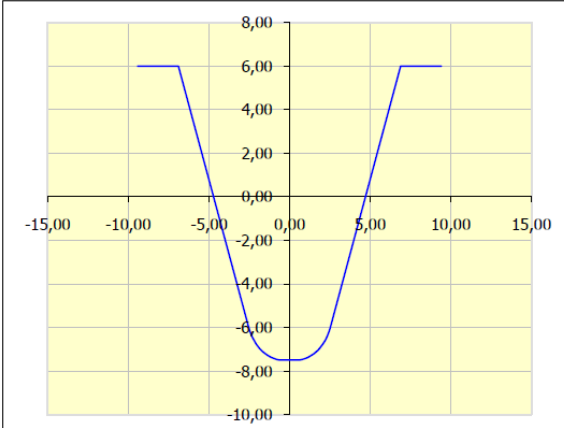
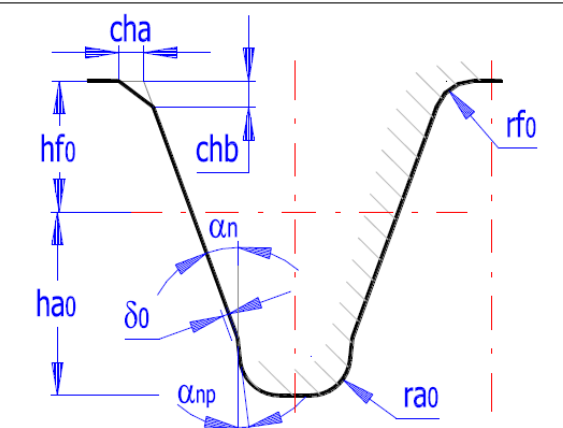
2.0 ☒ Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.

2.1 Materiál pastorku :	E...Konstrukční ocel legovaná T2(683/7-70) (Rm=1570 MPa) nitrocementovaná kalená			▼
2.2 Materiál kola :	E...Konstrukční ocel legovaná T2(683/7-70) (Rm=1570 MPa) nitrocementovaná kalená			▼
2.3 Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynulé			▼
2.4 Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	A...Plynulé			▼
2.5 Typ uložení soukolí	Oboustraně symetricky uložené soukolí - typ 1			▼
2.6 Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.	7.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 8)			▼
2.7 Koefficient jednorázového přetížení	KAS	2,00		
2,8 Požadovaná životnost	Lh	1000		[h]
2.9 Koefficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,30	1,60	
2.10 Automatický návrh				

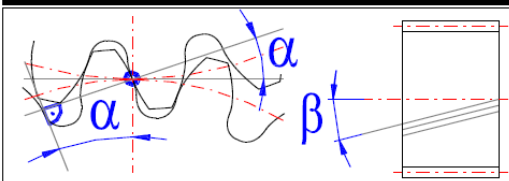
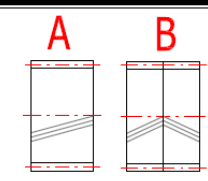
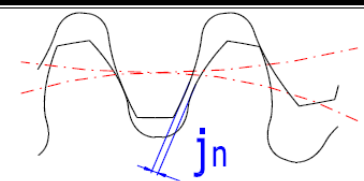
3.0 ☒ Parametry profilu nástroje a zubu

1. DIN 867 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.38, d0=0, anp=0deg, ca=0.25) ▼

3.1 Normalizovaný nástroj	ha0*	1,250	1,250	[modul]
3.2 Výška hlavy nástroje	hf0*	1,000	1,000	[modul]
3.3 Výška paty nástroje	ra0*	0,380	0,380	[modul]
3.4 Poloměr zaoblení hlavy	rf0*	0,000	0,000	[modul]
3.5 Poloměr zaoblení paty	cha*	0,000	0,000	[modul]
3.6 Zkosení paty	chb*	0,000	0,000	[modul]
3.7 Zkosení paty	δ0*	0,000	0,000	[modul]
3.8 Výška protuberance	αnp	0,000	0,000	[°]
3.9 Úhel protuberance	ca*min	0,2500	0,2500	[modul]
3.10 Min. jednotková hlavová vůle	ca*	0,2500	0,2500	[modul]
3.11 Jednotková hlavová vůle				

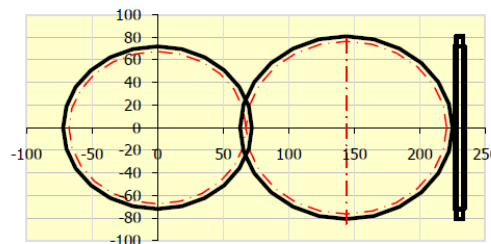
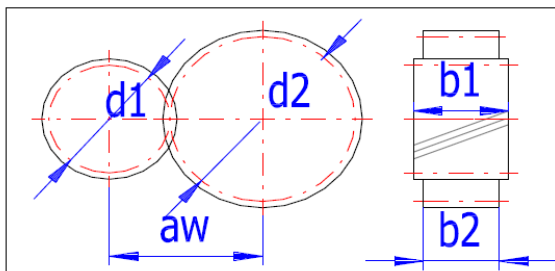



4.0 ☒ Návrh modulu a geometrie ozubení

4.1 Počty zubů pastorku / kola	z	30	34	
4.2 Normální úhel záběru	α	20		[°]

4.3 Základní úhel sklonu zubů	β	0	[°]
4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru			
4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	0,12 < 1,1	
4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	mn	4,5	[mm]
4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d1/d2	135,00 153,00	[mm]
4.8 Doporučená šířka ozubení		80 - 149	[mm]
4.9 Šířka pastorku / kola	b1/b2	7,56 5,31	[mm]
4.10 Pracovní šířka ozubení	bw	5,31	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	0,06 < 1,1	
4.12 Pracovní vzdálenost os	aw	144,00	[mm]
4.13 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	1,595	[kg]
4.14 Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	3,250 6,548	



4.15 Boční vůle v ozubení (normální)

4.16 - Doporučená min | max. hodnota

4.17 - Zvolená boční vůle

	0,072	0,288	[mm]
j _n	0,0000		[mm]

5.0 ☒ Korigování ozubení

5.1 Typy korekcí

5.2 - Přípustné podříznutí zubu (min. hodnota)

5.3 - Zabraňující podříznutí zubu (min. hodnota)

5.4 - Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)

5.5 Nastavení jednotkového posunutí pastorku

5.6 Jednotkové posunutí pastorku a kola

5.7 Součet jednotkových posunutí | min.hodnota

5.8 Součinitel záběru v čelní rovině / celkový

5.9 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici

5.10 Velikost měrného skluzu na patě

5.11 Velikost měrného skluzu na hlavě

5.12 Součet všech měrných skluzů

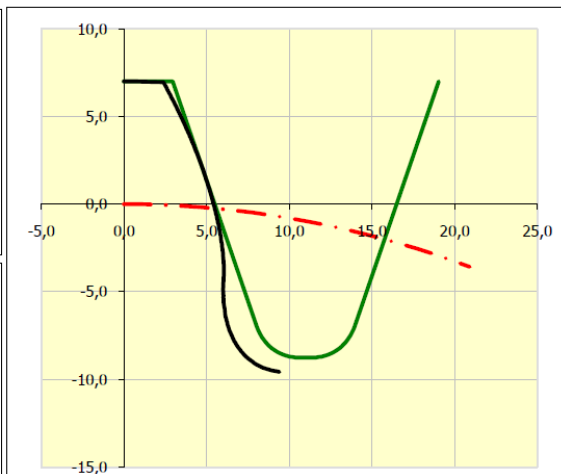
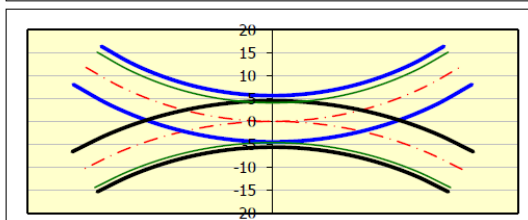
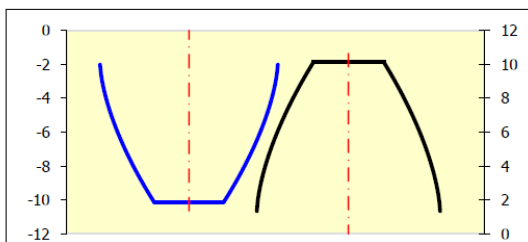
5.13 Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku

5.14 Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu

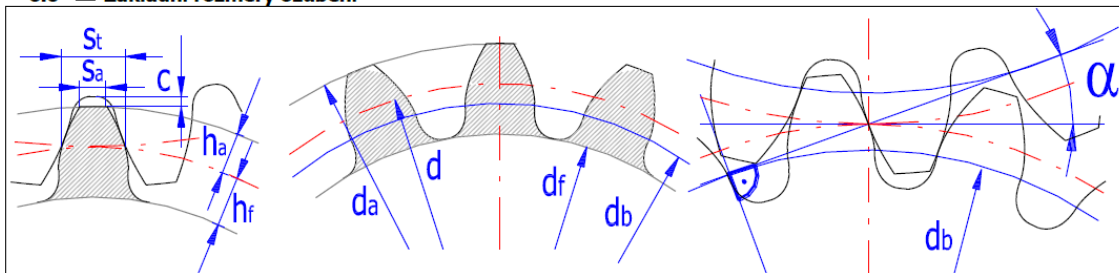
5.15 Zobrazení zubu a natočení nástroje pro :

Pastorek

	-0,533	-0,588	$\Sigma =$	-1,122
	-0,433	-0,500	$\Sigma =$	-0,933
	-0,518	-0,777	$\Sigma =$	-1,294
x	0,0000	0,0000		[modul]
Σx	0,0000	> -1,31		[modul]
$\varepsilon\alpha/\varepsilon\gamma$	1,6670	1,6670		
sa*	0,7374	0,7482		
9A1/9E2	-1,7623	-1,5434		
9E1/9A2	0,6068	0,6380		
Sum 9	4,5504			
SH	3,25	3,32		
SF	9,11	6,55		
Pastorek		0		[°]



Kapitola výsledků

6.0 ☒ Základní rozměry ozubení

6.1 Počty zubů pastorku / kola	z	30	34	
6.2 Šířka pastorku / kola	b	7,56	5,31	[mm]
6.3 Normální modul	mn	4,5		[mm]
6.4 Tečný modul	mt	4,5000		[mm]
6.5 Normální rozteč	p	14,137		[mm]
6.6 Čelní rozteč	pt	14,137		[mm]
6.7 Základní rozteč	ptb	13,285		[mm]
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a	144,0000		[mm]
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av	144,0000		[mm]
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw	144,0000		[mm]
6.11 Úhel záběru	α	20,00		[°]
6.12 Čelní úhel záběru	α_t	20,0000		[°]
6.13 Valivý úhel záběru normální	α_{wn}	20,0000		[°]
6.14 Valivý úhel záběru čelní	α_{wt}	20,0000		[°]
6.15 Úhel sklonu zubů	β	0,00		[°]
6.16 Základní úhel sklonu	β_b	0,0000		[°]
6.17 Průměr hlavové kružnice	da	144,0000	162,0000	[mm]
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	135,0000	153,0000	[mm]
6.19 Průměr základní kružnice	db	126,8585	143,7730	[mm]
6.20 Průměr patní kružnice	df	123,7500	141,7500	[mm]
6.21 Průměr valivé kružnice	dw	135,0000	153,0000	[mm]
6.22 Výška hlavy zubu	ha	4,5000	4,5000	[mm]
6.23 Výška paty zubu	hf	5,6250	5,6250	[mm]
6.24 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	3,3183	3,3667	[mm]
6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sta	3,3183	3,3667	[mm]
6.26 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	7,0686	7,0686	[mm]
6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	st	7,0686	7,0686	[mm]
6.28 Tloušťka zubu patní kružnici	sb	8,3240	8,6615	[mm]
6.29 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,7374	0,7482	[modul]
6.30 Jednotkové přisunutí kol	dY	0,0000		[modul]
6.31 Celková jednotková korekce	x1+x2	0,0000		[modul]
6.32 Jednotkové posunutí	x	0,0000	0,0000	[modul]

7.0 ☒ Doplnkové parametry ozubení

7.1 Počet zubů	z	30	34
7.2 Počet zubů porovnávacího kola	zn	30,000	34,000
Minimální počet zubů kola:			
7.3 - Dovolující přípustné podřezání	zmin1	14	14
7.4 - Zabraňující podřezání zubu	zmin2	17	17
7.5 - Zabraňující zúžení zubu	zmin3	22	22

8.0 ☒ Kvalitativní ukazatele ozubení

8.1 Součinitel záběru v čelní rovině / osové rovině	ε_α ε_β	1,6670	0,0000	
8.2 Součinitel celkového záběru	ε_γ	1,6670		
8.3 Koefficient odlehčení kola	Cdi/df	0,00	0,00	
8.4 Kritické otáčky	nE1	6968,32		[/min]
8.5 Resonanční poměr	N	0,01		
8.6 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	1,5946		[kg]
8.7 Účinnost převodového soukolí	μ	99,01%		

8.8 Doporučená viskozita oleje v50

616

 [mm²/sec]

9.0 ☒ Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

Společné pro soukolí

9.1 Tuhost páru zubů	c'	13,33
9.2 Záběrová tuhost ozubení	c _γ	20,00
9.4 Součinitel vnějších dynamických sil	K _A	1
9.5 Součinitel vnitřních dynamických sil	K _V	1,02
9.6 Počet cyklů	N _K	2,28E+06 2,01E+06

Pro výpočet bezpečnosti na dotyk

9.7 Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Hβ}	1,10
9.8 Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Hα}	1,29
9.9 Celkový součinitel přidavného zatížení	K _H	1,44
9.10 Součinitel mechanických vlastností	Z _E	189,81
9.11 Součinitel tvaru	Z _H	2,49
9.12 Součinitel sklonu zubu	Z _β	1,00
9.13 Součinitel dotyku	Z _ε	0,88
9.14 Součinitel maziva	Z _L	1,11
9.15 Součinitel obvodové rychlosti	Z _V	0,94
9.16 Součinitel drsnosti povrchu	Z _R	0,91
9.17 Koeficient životnosti	Z _N	1,46 1,48
9.18 Součinitel jednopárového záběru	Z _B	1,01 1,00

Pro výpočet bezpečnosti na ohyb

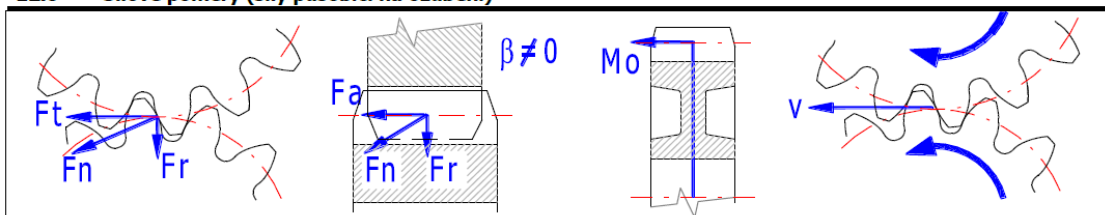
9.19 Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Fβ}	1,07
9.20 Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Fα}	2,04
9.21 Celkový součinitel přidavného zatížení	K _F	2,22
9.22 Součinitel sklonu zubu	Y _β	1,00
9.23 Součinitel vlivu záběru profilu	Y _ε	0,70
9.24 Součinitel vrubové citlivosti	Y _Δ	1,12
9.25 Součinitel vlivu velikosti	Y _X	1,00
9.26 Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	Y _R	0,95
9.27 Koeficient střídavého zatížení	Y _A	1,00
9.28 Součinitel technologie výroby	Y _T	1,00
9.29 Součinitel životnosti	Y _N	1,03 1,05
9.30 Součinitel tvaru zubu (ohyb)	Y _{Fa}	2,78 2,72
9.31 Součinitel koncentrace napětí	Y _{Sa}	1,54 1,56
9.32 Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	Y _{FS}	4,27 4,23

10.0 ☒ Koeficienty bezpečnosti

10.5 = Koeficienty bezpečnosti					
10.1	Na únavu v dotyku	SH	3,25	3,32	[%]
10.2	Na únavu v ohybu	SF	9,11	6,55	
10.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	3,14	3,18	
10.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	10,43	7,39	
10.5	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	vH/vF	0,08	0,1	
10.6	Pravděpodobnost poruchy	P	0,79		

11.0 ☒ Kontrolní rozměry ozubení

11.1 Počet zubů přes které se měří	z _w	4	5	<input checked="" type="checkbox"/>	[mm]
11.2 Počet zubů přes které se měří	z _w	4	5		
11.3 Rozměr přes zuby	W	48,3868	61,9235		[mm]
11.4 Průměr válečku/kuličky	dt	7,8750	7,8750		[mm]
11.5 Průměr válečku/kuličky	dt	7,8750	7,8750	<input checked="" type="checkbox"/>	[mm]
11.6 Rozměr přes válečku/kuličky	M	146,1945	164,2217		[mm]

12.0 ☒ **Silové poměry (síly působící na ozubení)**

12.1	Obvodová síla	Ft	454,23	[N]
12.2	Normální síla	Fn	483,38	[N]
12.3	Axiální síla	Fa	0,00	[N]
12.4	Radiální síla	Fr	165,33	[N]
12.5	Ohybový moment	Mo	0,00	[Nm]
12.6	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	0,27	[m/s]
12.7	Šířkové zatížení / měrné zatížení	wt wt*	85,54	[N/mm MPa]

13.0 ☒ **Parametry zvoleného materiálu**

13.1	Hustota	Ro	7870	7870	[kg/m ³]
13.2	Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206	206	[GPa]
13.3	Mez pevnosti v tahu	Rm	1570	1570	[MPa]
13.4	Mez kluzu v tahu	Rp0.2	1350	1350	[MPa]
13.5	Poissonova konst.		0,3	0,3	
13.6	Mez únavy v dotyku	SHlim	1288	1288	[MPa]
13.7	Mez únavy v ohybu	SFlim	740	740	[MPa]
13.8	Tvrdost zubu na boku	VHV	615	615	[HV]
13.9	Tvrdost zubu v jádře	JHV	485	485	[HV]
13.10	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	NHlim	1,00E+08	1,00E+08	
13.11	Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	qH	10	10	
13.12	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	
13.13	Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	qF	9	9	

Kapitola doplňků**14.0** ☒ **Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost**

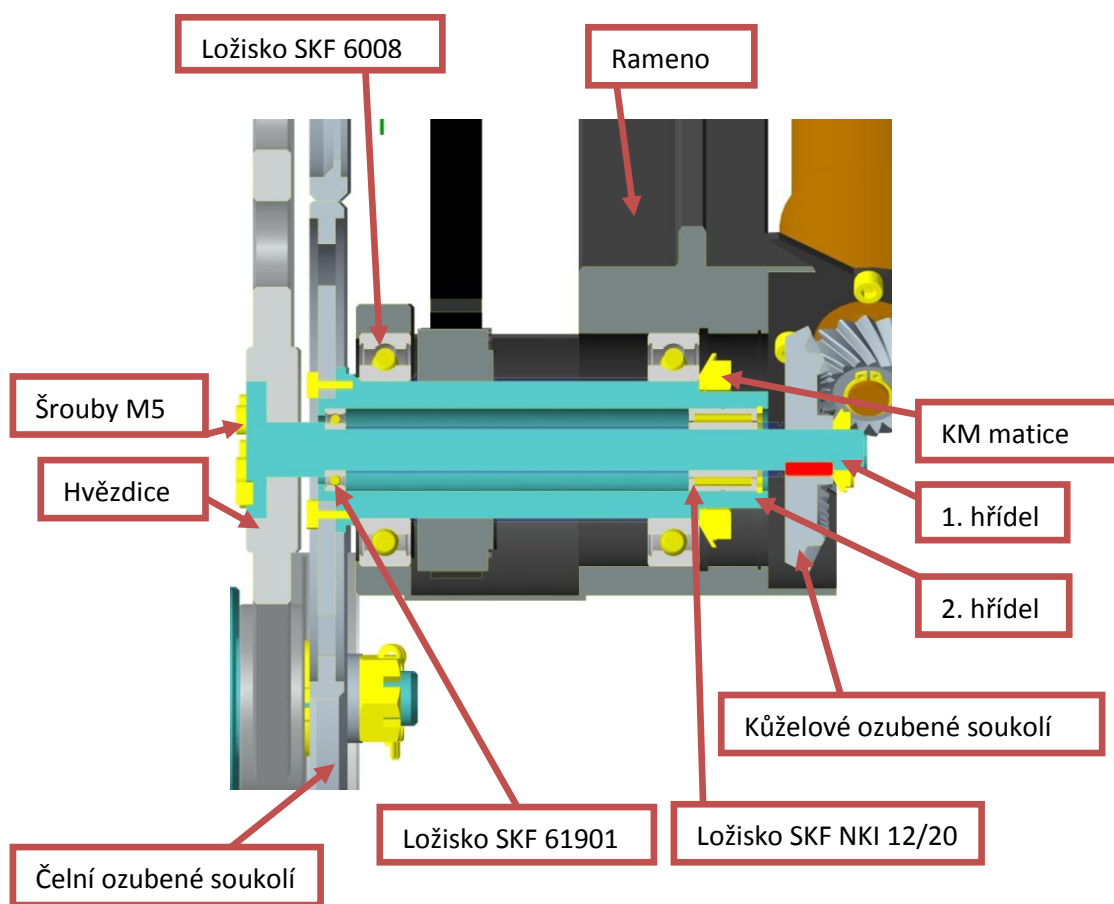
14.1	Požadovaná osová vzdálenost (/normalizovaná)	aw [mm]	100	144,00				
14.2	Výběr řešení		ID.	z1	z2	i	β	Sum X
14.3	Kombinace počtu zubů kol		5.	20	23	1,150	14,647	0,8047
14.4	Počty zubů pastorku / kola	z1/z2		20		23		
14.5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i		1,1500		2,61%		
14.6	A. Změnou jednotkového posunutí							
14.7	Základní úhel sklonu zubů	β		0,0000				[°]
14.8	Celková jednotková korekce	Sum x		0,80469				[modul]
14.9	Způsoby rozdělení korekcí			Podle Merittova způsobu				
14.10	Způsob rozdělení korekcí na kola	x		0,4545		0,3502		[modul]
14.11	Stiskněte tlačítko pro přenos hodnot do základního výpočtu							
14.12	B. Změnou úhlu sklonu zubů							
14.13	Základní úhel sklonu zubů	β		14,6475				[°]
14.14	Celková jednotková korekce	Sum x		0,0000				[modul]
14.15	Stiskněte tlačítko pro přenos hodnot do základního výpočtu							

15.0 ☒ **Výkon, oteplení, plocha skříně**

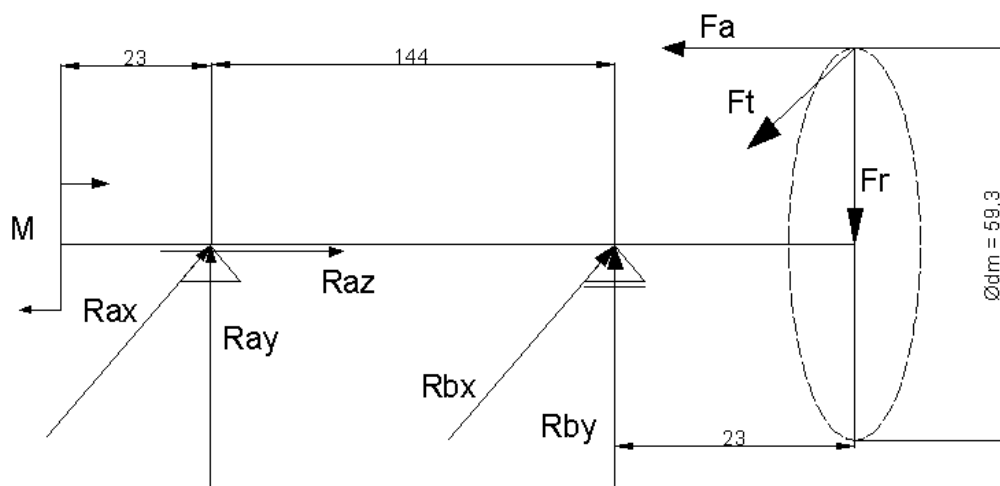
15.1	Teplota okolního vzduchu	20,00	[°C]
15.2	Maximální teplota oleje	60,00	[°C]
15.3	Koeficient odvodu tepla	10,00	[W/m ² /K]
15.4	Ztrátový výkon	0,00	[kW]
15.5	Plocha převodové skříně (minimální)	0,00	[m ²]

Příloha C - kontrola 1. Hřídele

Hřídel 1. je namáhána silami působícími od kuželového soukolí a ohybovým momentem od váhy Weinsteinova soukolí. Bude uvažován zjednodušený tvar hřídele. Kompletní výpočet proveden v programu MITCalc.



Obr.27.



Obr.28.

Dáno:

Materiál: zušlechtěná ocel 15230

Ohybový moment $M_o = 4100 \text{ Nmm}$

Síly od kuželového soukolí:

Axialní síla $F_a = 107 \text{ N}$

Radiální síla $F_r = 1088 \text{ N}$

Obvodová síla $F_t = 1602 \text{ N}$

Výpoče:

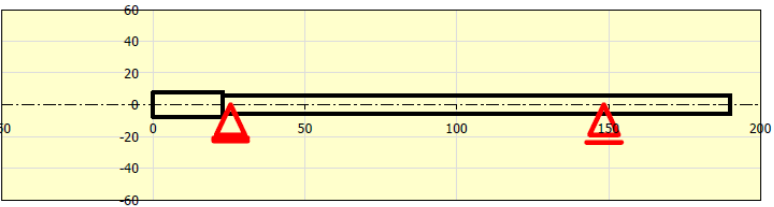
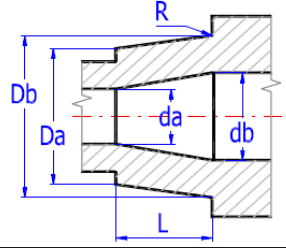
? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2 Přenášený výkon	0,07	[kW]
1.3 Otáčky hřídele	13,16	[/min]
1.4 Krouticí moment	50,80	[Nm]
1.5 Předběžný min. průměr	27,14	[mm]
1.6 Typ zatížení hřídele	C...Mírný krut + ohyb	
1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)	B...Ocel se zvýšenou pevností (850)	

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítka průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☒ Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	23,00	190,00	190,00	190,00	190,00	190,00	190,00	190,00	190,00
L	23,000	167,000								
ø Da	16,000	12,000								
ø Db	16,000	12,000								
ø da										
ø db										
R	10,000	6,000	3,000							

2.3 Celková délka hřídele 190,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 25,50 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 148,50 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

3.0 Vrub a zápichy na hřídeli

3.1 Mez pevnosti v tahu (S_u , R_m) 1400,0 [MPa]

3.2 Koeficient citlivosti materiálu (q) 0,95

3.3 A. Průchozí díra

X[mm]	d[mm]	β_c	β_b	β_t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

3.4 B. Zápich

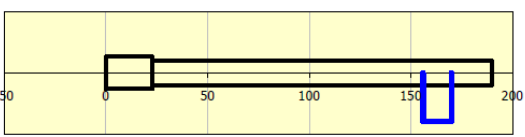
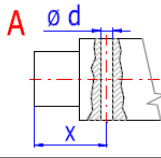
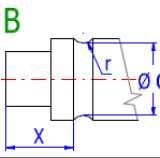
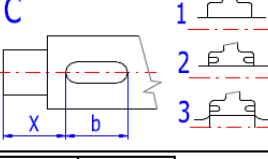
X[mm]	d[mm]	r[mm]	β_c	β_b	β_t
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00

3.5 C. Obecný vrub

X[mm]	b[mm]	β_c	β_b	β_t
156,00	14,00	1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

3.6 D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_c	1,14	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_b	1,10	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
β_t	1,06	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

[illegible][illegible]

	x	y	z	$\Sigma y+z$	
7.1 Reakce v podpoře R1	107,9	-188,87606	-161,61236	248,581413	[N]
7.2 Reakce v podpoře R2	0	1791,06606	1249,77236	2183,9983	[N]

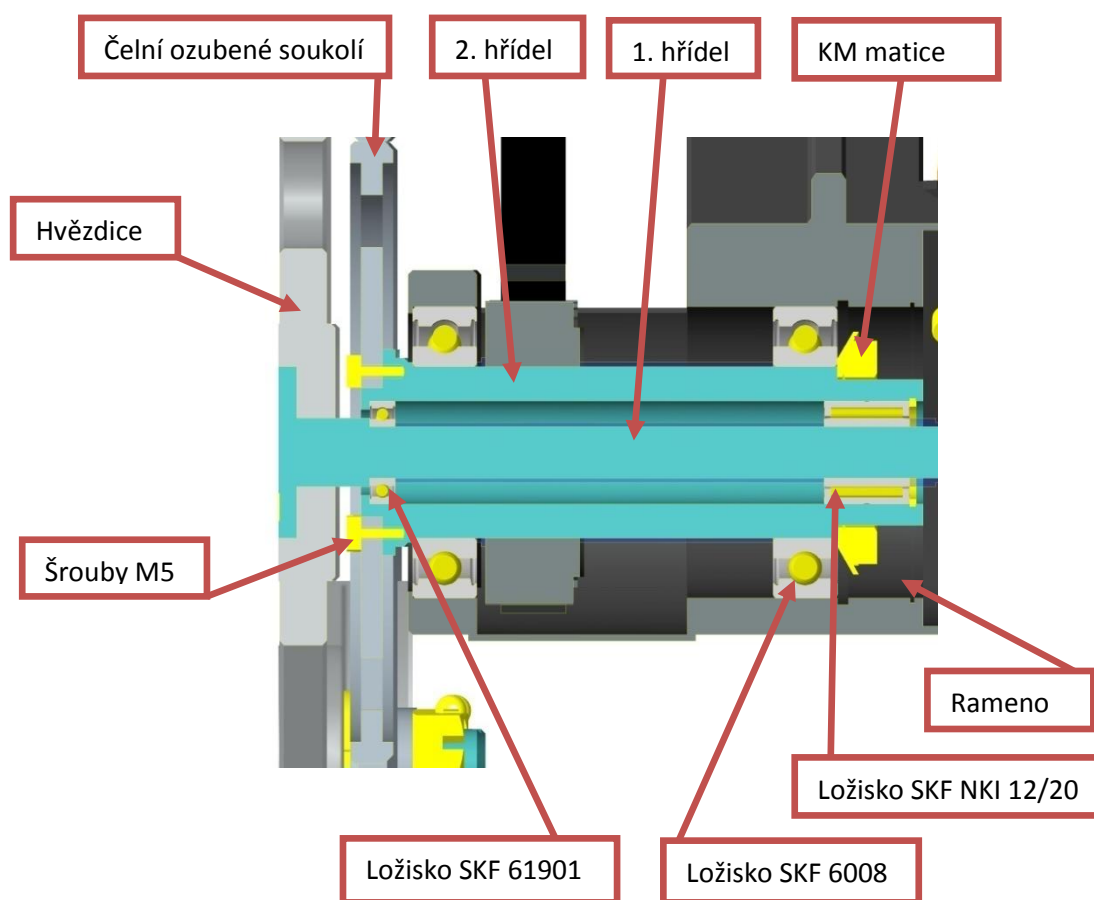
7.3 Celková hmotnost hřídele	m	0,19	[kg]
7.4 Maximální průhyb	y	0,0155	[mm]
7.5 Maximální zkroucení	φ	0,0000	[°]
7.6 Naklopení v R1	ϑ	0,1350	[°]
7.7 Naklopení v R2	ϑ	0,2965	[°]
7.8 Max. napětí v ohybu	σ_e	165,1	[MPa]
7.9 Max. napětí ve střihu	τ_s	17,1	[MPa]
7.10 Max. napětí v krutu	τ_k	0,0	[MPa]
7.11 Max. napětí v tahu/tlaku	σ_g	-1,0	[MPa]
7.12 Max. redukované napětí	σ_r	169,1	[MPa]
7.13 Min. statická bezpečnost	SF _{St}	3,82	
7.14 Min. dynamická bezpečnost	SF _D	19,77	
7.15 Rezonanční otáčky (A)	n_c	0,0	[/min]
Rezonanční otáčky (B)	n_c	142007,3	[/min]
Rezonanční otáčky (C)	n_c	116954,1	[/min]

7.17 Graf

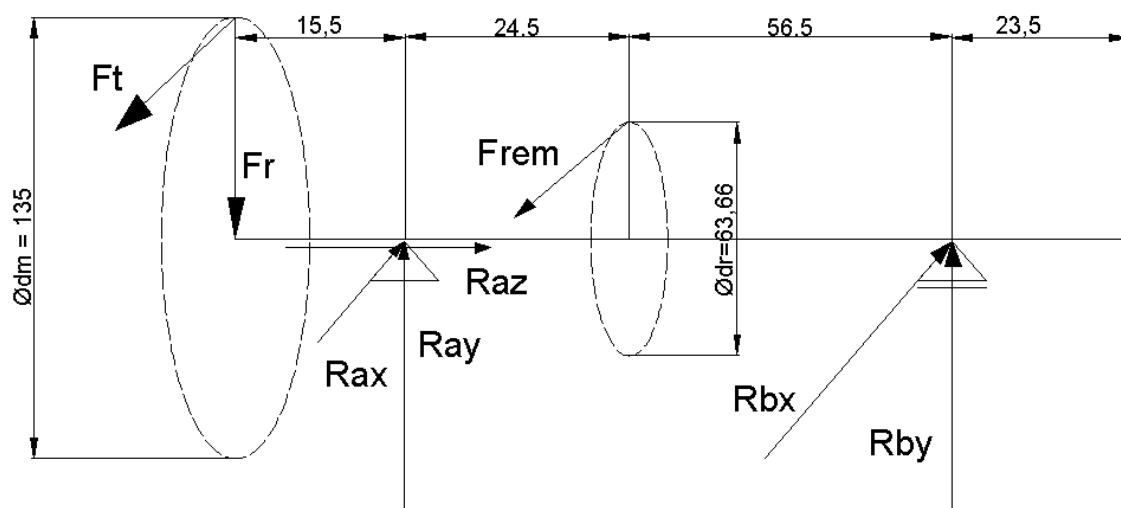
Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky ($K=1$)

Příloha D - kontrola 2.hřídele

Hřídel 2. je zatěžována kroutícím momentem a namáhána silami působícími od řemenového převodu a zároveň od převodu přímými ozubenými koly. Jedná se o dutou hřídel. Kompletní výpočet proveden v programu MITCalc.



Obr.29.



Obr.30..

Dáno:

Materiál: 12010

Síly od přímého ozubeného soukolí:

Radiální síla $F_r = 165\text{N}$

Obvodová síla $F_t = 454\text{N}$

Síly od řemenového převodu:

Radiální síla $F_{rem} = 2375\text{N}$

Kroutící moment $M_k = 27450\text{Nmm}$

Výpočet:

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenášený výkon 0,12 [kW]

1.3 Otáčky hřídele 38 [/min]

1.4 Krouticí moment 30,66 [Nm]

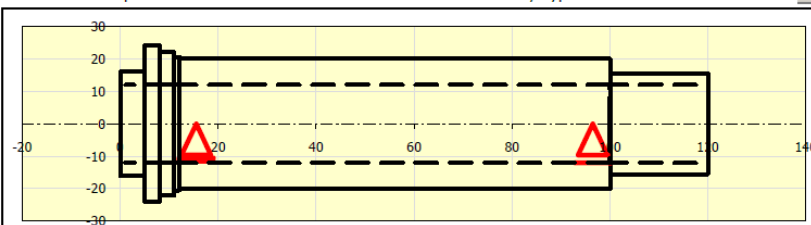
1.5 Předběžný min. průměr 20,42 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele C...Mírný krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu) C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítka průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☐ Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)



2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	5,00	8,00	11,00	12,00	100,00	120,00	120,00	120,00	120,00
L	5,000	3,000	3,000	1,000	88,000	20,000				
ø Da	32,000	48,000	44,000	41,000	40,000	31,000				
ø Db	32,000	48,000	44,000	41,000	40,000	31,000				
ø da	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000				
ø db	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000	24,000				
R										

2.3 Celková délka hřídele 120,00 [mm]

2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 15,50 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 96,50 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

3.0 Vrub a zářez na hřídeli

3.1 Mez pevnosti v tahu (Su, Rm) 595,0 [MPa]

3.2 Koeficient citlivosti materiálu (q) 0,45

3.3 A. Průchozí díra

X[mm]	d[mm]	β c	β b	β t
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

3.4 B. Zářez

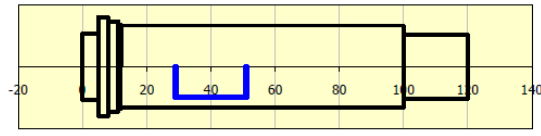
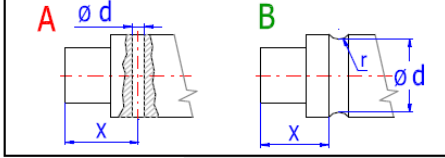
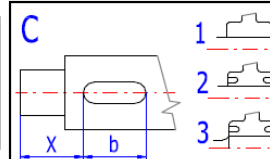
X[mm]	d[mm]	r[mm]	β c	β b	β t
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00
			1,00	1,00	1,00

3.5 C. Obecný vrub

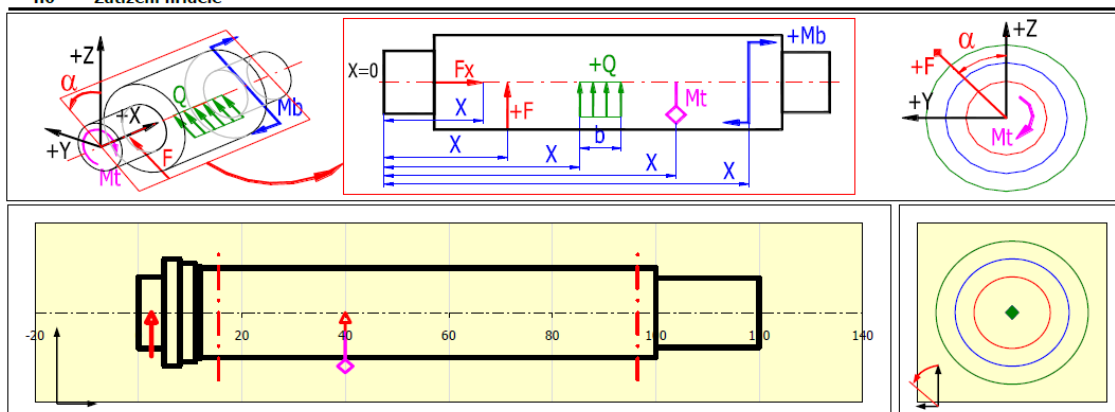
X[mm]	b[mm]	β c	β b	β t
29,00	22,00	1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00
		1,00	1,00	1,00

3.6 D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β c	4,69	3,94	3,63	2,69	4,33	1,00	1,00	1,00	1,00
β b	4,03	3,65	3,41	2,62	3,81	1,00	1,00	1,00	1,00
β t	2,58	2,26	2,12	1,72	2,43	1,00	1,00	1,00	1,00

4.0 Zatížení hřídele



4.1 Zatížení	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	2,50		165,3	0						
2	2,50		454,0	90						
3	40,00		2375,0	90	27,45					
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										

5.0 Rotující hmoty

6.0 Materiál a způsob namáhání

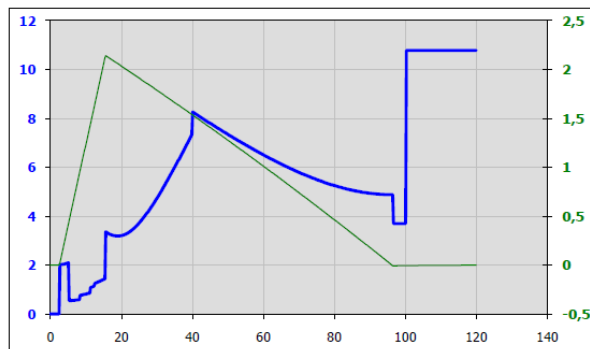
6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)					6.17 Zatížení vlastní vahou	Ano	
A...Konstrukční ocel (350 - 700)	595	[MPa]			6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti	20	
6.2 Mez pevnosti v tahu	Su/Rm	595	[MPa]	<input checked="" type="checkbox"/>	6.19 Součinitel namáhání	α_0	0,85 <input checked="" type="checkbox"/>
6.3 Mez kluzu v tahu	Sy/Re	345	[MPa]		6.20 Součinitel max. zatížení		
6.4 Mez kluzu v ohybu	Syb/Reb	449	[MPa]		6.21 Ohyb		1,70
6.5 Mez kluzu ve smyku	Sys/Res	242	[MPa]		6.22 Posouvající síla		1,70
6.6 Pro střídavé zatížení					6.23 Krut		1,70
6.7 Mez únavy - tah/tlak	σ_c	226	[MPa]		6.24 Tah/Tlak		1,70
6.8 Mez únavy - ohyb	σ_{ec}	292	[MPa]		6.25 Zatěžovací podmínky		
6.9 Mez únavy - krut	τ_c	208	[MPa]		6.26 Zatížení ohybovým momentem	C...Střídavé	
6.10 Pro mřížové zatížení					6.27 Zatížení posouvající silou	C...Střídavé	
6.11 Mez únavy - tah/tlak	σ_{hc}	339	[MPa]		6.28 Zatížení kroutícím momentem	B...Mírné	
6.12 Mez únavy - ohyb	σ_{ahc}	437	[MPa]		6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou	B...Mírné	
6.13 Mez únavy - krut	τ_{hc}	239	[MPa]		6.30 Dynamická kontrola		
6.14 Měrná hmotnost	Ro	7850,0	[kg/m ³]		6.31 Vliv povrchu hřídele	Ano	
6.15 Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]		6.32 Vliv velikosti hřídele	Ano	
6.16 Modul pružnosti ve smyku	G	80000	[MPa]		6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)	Ano	

?

Kapitola výsledků

7.0 Výsledky - shrnutí

7.1 Reakce v podpoře R1	x	y	z	$\Sigma y+z$	7.17 Graf	
7.2 Reakce v podpoře R2	0	-2183,5	-188,37621	2191,61079		
7.3 Celková hmotnost hřídele	m	0,68	[kg]			
7.4 Maximální průhyb	y	0,0008	[mm]			
7.5 Maximální zkroucení	φ	0,0122	[°]			
7.6 Naklonění v R1	θ	0,0019	[°]			
7.7 Naklonění v R2	θ	0,0016	[°]			
7.8 Max. napětí v ohybu	σ_e	6,7	[MPa]			
7.9 Max. napětí ve střihu	τ_s	2,2	[MPa]			
7.10 Max. napětí v krutu	τ_r	7,3	[MPa]			
7.11 Max. napětí v tahu/tlaku	σ_a	0,0	[MPa]			
7.12 Max. redukované napětí	σ_r	10,8	[MPa]			
7.13 Min. statická bezpečnost	SF _{st}	19,40				
7.14 Min. dynamická bezpečnost	SF _D	36,86				
7.15 Rezonanční otáčky (A)	n_c	0,0	[1/min]			
Rezonanční otáčky (B)	n_c	976638,6	[1/min]			



Příloha E – kontrola Ložisek


Kontrola ložiska na 1.hřídeli

Kontrola ložiska SKF 61901 v podpoře A 1. hřídele

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska  Kuličková ložiska jednodřadá

1.3 Provedení ložiska

1.4 Otevřené provedení

1.5 Samostatné ložisko

1.6 Normální ložisková vůle

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky n 13,2 [1/min]

1.9 Radiální zatížení Fr 248,0 [N]

1.10 Axiální zatížení Fa 108,0 [N]

1.11 Součinitel přidavných dynamických sil 1

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska Lh 10000 [h]

1.14 Součinitel statické bezpečnosti s0 2,00

1.15 Přídavné dynamické síly

1.16 ☒ Žádné

1.17 ☐ Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel fk 1,1 - 1,3 1,20 ☒

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel fd 1 - 1,2 1,10 ☒

1.22 ☐ Od řemenových převodů

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel fb 1,9 - 2,5 2,20 ☒

2.0 Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
33	12,0	24,0	6,0	2250	980	67000	40000	61901

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost C	2250	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení P	305,2	[N]
2.5 Základní trvanlivost L10h	507134	[h]
2.6 Základní statická únosnost C0	980	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení P0	248	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti s0	3,95	
2.9 Dovolené radiální zatížení Frmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky nr	67000	[1/min]
2.12 Mezní otáčky nmax	40000	[1/min]
2.13 Ztrátový výkon NR	0	[W]
2.14 Váha ložiska g	0,011	[kg]

2.3 d 12

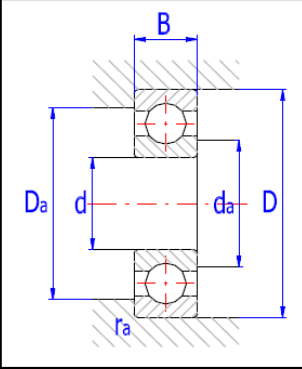
2.4 D 24

2.5 B 6

2.6 ramax 0,3

2.7 Damax 22

2.8 damin 14



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztažná viskozita v1 1200 [mm^2/s]

3.3 Provozní viskozita v 20,1 [mm^2/s]

3.4 Viskozní poměr K 0,02

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6 Minimální radiální zatížení Frmin 0,27 [N]

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení Pu 43 [N]

3.9 Požadovaná spolehlivost 90 %

3.10 Znečištění maziva Typické znečištění

3.11 Součinitel úrovně znečištění η 0,3 - 0,1 0,20 ☒

3.12 Součinitel trvanlivosti a1/a23 1 0,1

3.13 Modifikovaná trvanlivost Lmh 50713 [h]

Ložisko vyhovuje


Kontrola ložiska SKF NKI 12/20 v podpoře B 1. hřídele.

Zde bylo nutné použít jehlové ložisku z důvodu přenosu velkých radiálních sil a malého prostoru.

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Typ ložiska** 
Jehlová ložiska s vnitřním kroužkem

1.7 **Zatížení ložiska**

1.8 Otáčky	n	13,2	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	2183,0	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	0,0	[N]
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil		1	

1.12 **Požadované parametry ložiska**

1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

1.3 **Provedení ložiska**

1.4 S vodicími přírubami, Otevřené provedení

1.5

1.6

1.15 **Přidavné dynamické síly**

1.16 ☒ Žádné

1.17 ☐ Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel fk 1,1 - 1,3 1,20 ☒

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel fd 1 - 1,2 1,10 ☒

1.22 ☐ Od řemenových převodů

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel fb 1,9 - 2,5 2,20 ☒

2.0 ☒ Volba rozměrů ložiska

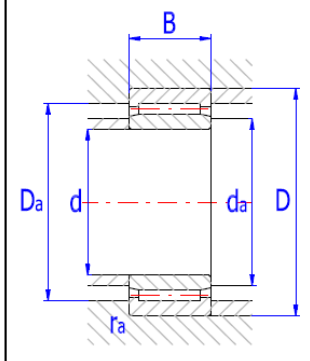
2.1 **Rozměry ložiska**

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
15	12,0	24,0	20,0	14500	20000	22000	26000	NKI 12/20

2.2 **Parametry ložiska**

2.3 Základní dynamická únosnost	C	14500	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	2183	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	697231	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	20000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	2183	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	9,16	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Frmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	0	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	22000	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	26000	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	0,05	[W]
2.14 Váha ložiska	g	0,042	[kg]

d	12
D	24
B	20
ramax	0,3
Damax	22
damin	14
s	0,5



3.0 ☒ Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 **Kinematická viskozita maziva**

3.2 Vztažná viskozita	V1	1200	[mm ² /s]
3.3 Provozní viskozita	V	20,1	[mm ² /s]
3.4 Viskozní poměr	K	0,02	

3.5 **Požadované minimální zatížení**

3.6 Minimální radiální zatížení	Frmin	290	[N]
---------------------------------	-------	-----	-----

3.7 **Výpočet modifikované trvanlivosti**

3.8 Mezní únavové zatížení Pu 2500 [N]

3.9 Požadovaná spolehlivost 90 %

3.10 Znečištění maziva Typické znečištění

3.11 Součinitel úrovně znečištění η 0,3 - 0,1 0,20 ☒

3.12 Součinitel trvanlivosti a1/a23 1 0,1

3.13 Modifikovaná trvanlivost Lmh 69723 [h]

Ložisko vyhovuje
































Kontrola ložiska na 3. hřídeli

Kontrola ložiska SKF 61906 v podpoře B 3. Hřídele.

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska                               

Kluzné ložisko

Kluzné ložisko je uloženo mezi tělem podvozku a ramenem. Rameno vykonává pouze kývavý pohyb, nikdy se kolem čepu v těle podvozku neotočí. Z toho důvodu je proveden pouze kontrolní výpočet na otlačení.

Ložisko PCM 455050M dle SKF, pouzdro je z materiálu M

Rozměry ložiska

$$d=45\text{mm}$$

$$D=50\text{mm}$$

$$l_l=50\text{mm}$$

Síla působící na ložisko od tíhy robotu

$$F_r=270\text{N viz. } G_R$$

Otlačení

$$p = \frac{F_r}{l_l \cdot d} = \frac{270}{50 \cdot 45} = 0,12\text{MPa} \leq p_{max} = 118\text{MPa}$$

$$p_{max} = \frac{0,7 \cdot R_e}{k_s} = \frac{0,7 \cdot 220}{1,3} = 118\text{MPa}$$

Ložisko na otlačení vyhovuje.

Příloha F – návrh pružiny

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů pružiny.

1.1 Provozní parametry pracovního cyklu

1.2 Způsob zatížení

1.3 Provozní teplota

Cyklické zatížení	▼
T	40,0
Neagresivní	▼

[° C]

1.4 Provozní prostředí

1.5 Provedení pružiny

1.6 Uložení pružiny

E ... Pevné - pevné uložení

1.7 Provedení konců

J ... Uzavřený konec obrobený

1.8 Povrchové zpracování

Kuličkové pružiny

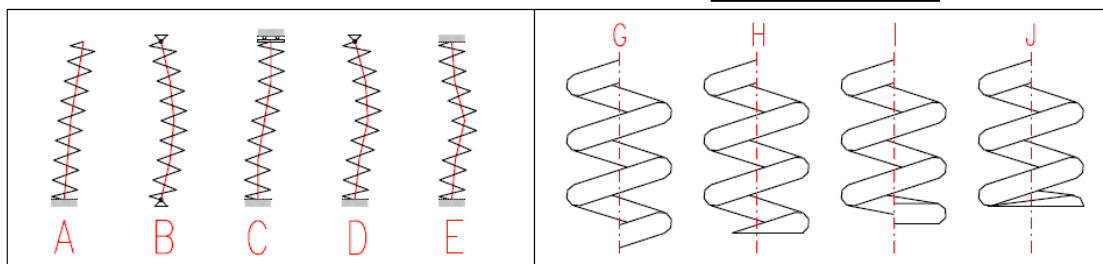
1.9 Smysl vinutí zavitu

Pravý

1.10 Počet závěrných / obrobených závitů

 n_c / n_g

2,0 1,0



1.11 Staticky zatížená pružina

1.12 Provozní režim zatížení

Středně těžký provoz

1.13 Požadovaná míra bezpečnosti

s_s	1,00
Bez korekce	▼

1.14 Způsob korekce napětí v krutu

1.15 Cyklicky zatížená pružina

1.16 Provozní režim zatížení

Zatížení s lehkými rázy

1.17 Požadovaná životnost pružiny v tisících cyklů

N	Neomezená životnost
s_f	1,00
Korekce dle Wahla	▼

1.18 Požadovaná míra bezpečnosti

1.19 Způsob korekce napětí v krutu

2.0 ☒ Volba materiálu pružiny.

2.1 Způsob výroby :

Pružiny formované za studena

2.2 Materiál pružiny :

Zušlechťený ventilový drát třídy VDC dle EN 10270-2

2.3 Oblast použití vybraného materiálu

2.4 Vhodnost pro dynamické zatížení

excelentní

2.5 Relativní pevnost materiálu

střední

2.6 Korozivní odolnost

nevyhovující

2.7 Maximální pracovní teplota

150

[° C]

2.8 Dodávané průměry drátu

0,5 - 17

[mm]

2.9 Mechanické a fyzikální vlastnosti materiálu

2.10 Modul pružnosti ve smyku

 G_{20}

79500

[MPa]

2.11 Modul pružnosti ve smyku při pracovní teplotě

G

78999

[MPa]

2.12 Hustota

 ρ

7850

[kg/m³]

2.13 Pevnostní charakteristiky materiálu

2.14 Mez pevnosti v tahu

 R_m

1530

[MPa]

2.15 Mezní dovolené napětí v krutu

 τ_D

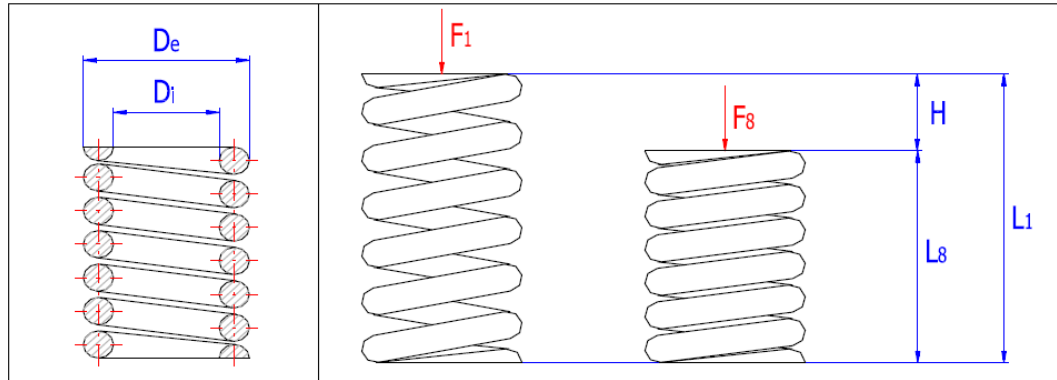
765

[MPa]

2.16	Mezní únavová pevnost v krutu	τ_c	581	[MPa]
2.17	Únavová pevnost v krutu při omezené životnosti	τ_f	581	[Mpa]

3.0 ☒ Návrh pružiny.

3.1	Požadované parametry pracovního cyklu		Odch. [%]	
3.2	Maximální pracovní zatížení	F_8	320,0	10,0 [N]
3.3	Minimální pracovní zatížení	F_1	220,0	30,0 [N]
3.4	Délka plně zatížené pružiny	L_8	100,0	10,0 [mm]
3.5	Požadovaný pracovní zdvih pružiny	H	100,0	0,0 [mm]
3.6	Délka předpružené pružiny	L_1	200	5,00 [mm]



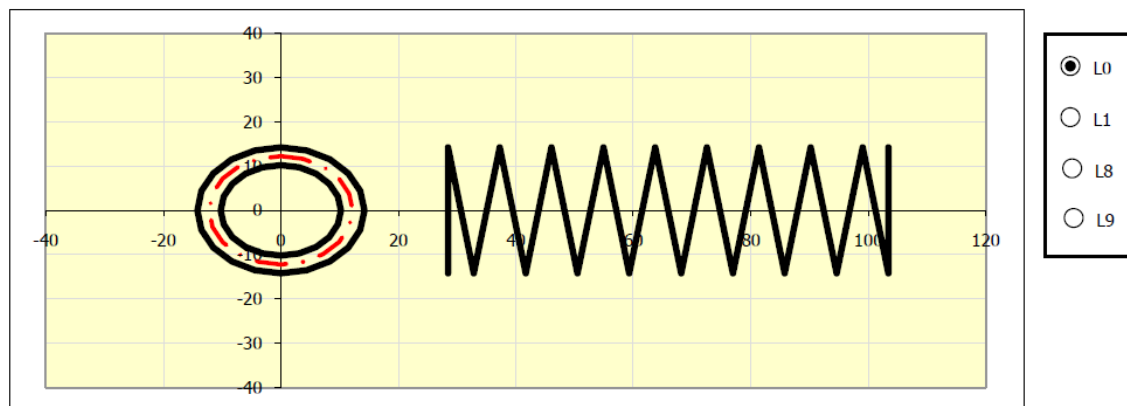
3.7 Filtry návrhu řešení

3.8	<input checked="" type="checkbox"/> Maximální dovolený vnější průměr pružiny	D_{emax}	23,00	[mm]
3.9	<input checked="" type="checkbox"/> Minimální dovolený vnitřní průměr pružiny	D_{min}	17,00	[mm]
3.10	Dovolené dělení počtu činných závitů		1/4	
3.11	Dovolené překročení mezních rozměrů pružiny		0,0	[%]
3.12	Provádět kontrolu pružiny na vzpěrné vybočení		Ne	
3.13	Provádět kontrolu mezní pracovní délky		Ano	
3.14	Dodržet požadovanou míru bezpečnosti u pevnostní kontroly		Ne	
3.15	Měřitko kvality	Odchylka od požadovaných rozměrů		
3.16	Počet iterací návrhu		Střední	
3.17	Výběr řešení			
3.18	Výsledky návrhu třídit dle		Průměru drátu	
3.19	Start návrhového výpočtu			

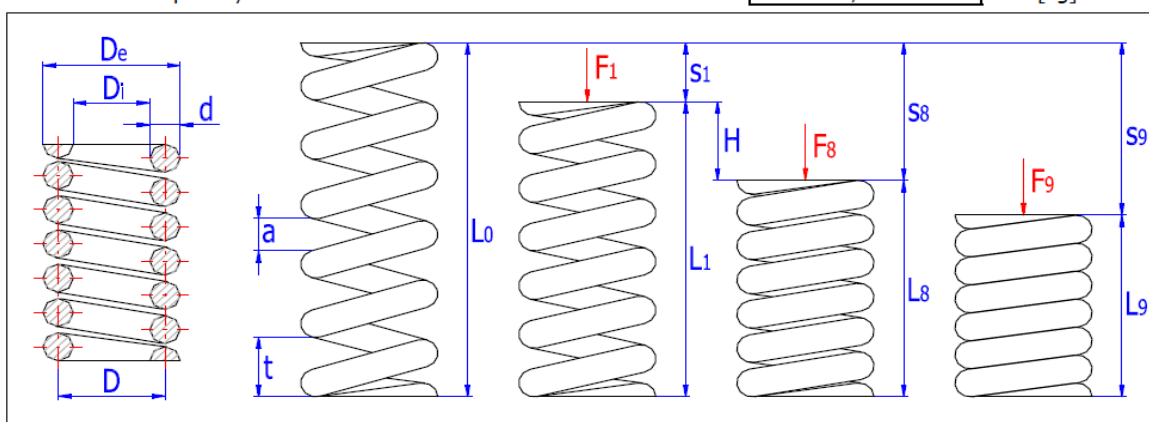
3.20	ID	D	D_e	D_i	d	n	L_0	L_1	L_8	F_1	F_8	τ_8	s_s	s_f	m	quality
	1.	24.4	28.4	20.4	4.00	8.50	75.0	70.0	50.0	100.0	500.0	486	1.57	1.07	81.0	0.00

4.0 ☒ Souhrnný výpis parametrů navržené pružiny.

4.1 Občerstvení výsledků z vybraného návrhu pružiny



4.2 Zatížení pružiny			
4.3 Minimální pracovní zatížení	F_1	100,00	[N]
4.4 Maximální pracovní zatížení	F_8	500,00	[N]
4.5 Rozměry pružiny			
4.6 Střední průměr pružiny	D	24,44	[mm]
4.7 Doporučené meze průměru drátu	d_{\min} / d_{\max}	1,53 6,11	[mm]
4.8 Průměr drátu	d	4	[mm]
4.9 Vnější / vnitřní průměr pružiny	D_e / D_i	28,44 20,44	[mm]
4.10 Poměr vinutí	i	6,11	
4.11 Počet činných závitů	n	8,5	
4.12 Doporučené meze volné délky	$L_{0\min} / L_{0\max}$	70,32 132,64	[mm]
4.13 Volná délka pružiny	L_0	75	[mm]
4.14 Doporučené meze rozteče mezi závity	t_{\min} / t_{\max}	7,33 14,66	[mm]
4.15 Vůle / rozteč mezi závity volné pružiny	a / t	3,88 7,88	[mm]
4.16 Parametry předpružené pružiny			
4.17 Deformace (stlačení) pružiny	s_1	4,91	[mm]
4.18 Délka pružiny	L_1	70,09	[mm]
4.19 Napětí pružiny	τ_1	97,24	[MPa]
4.20 Parametry plně zatížené pružiny			
4.21 Deformace (stlačení) pružiny	s_8	24,54	[mm]
4.22 Délka pružiny	L_8	50,46	[mm]
4.23 Pracovní zdvih pružiny	H	19,63	[mm]
4.24 Napětí pružiny	τ_8	486,22	[MPa]
4.25 Parametry pružiny ve stavu mezním			
4.26 Teoretické mezní zatížení pružiny	F_9	672,30	[N]
4.27 Teoretické stlačení / délka pružiny	s_9 / L_9	33,00 42,00	[mm]
4.28 Teoretické napětí pružiny	τ_9	653,77	[MPa]
4.29 Suma min. dovolených vůlí mezi činnými závity	s_{\min}	7,956	[mm]
4.30 Minimální mezní zkušební délka pružiny	$L_{\min F}$	49,96	[mm]
4.31 Fyzikální a mechanické vlastnosti pružiny			
4.32 Tuhost pružiny	c	20,37	[N/mm]
4.33 Deformační energie pružiny	W_8	6,14	[J]
4.34 Kritická rychlost pružiny	v_k	4,76	[m/s]
4.35 Vlastní kmitočet pružiny	f	281,27	[Hz]
4.36 Rozvinutá délka drátu	l	821	[mm]
4.37 Hmotnost pružiny	m	0,081	[kg]



4.38 Pevnostní kontrola pružiny			
4.39 Korekční součinitel napětí v krutu	K_s	1,0000	
4.40 Korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu	τ_{8C}	486,22	[MPa]
4.41 Mezní dovolené napětí v krutu	τ_D	765	[MPa]
4.42 Míra bezpečnosti		1,573	

4.43 Kontrola pružiny na vzpěrné vybočení

4.44 Dovolené / skutečné max. pracovní stlačení pružiny	100	32,72	[%]
---	-----	-------	-----

4.45 Pevnostní kontrola cyklicky zatížené pružiny

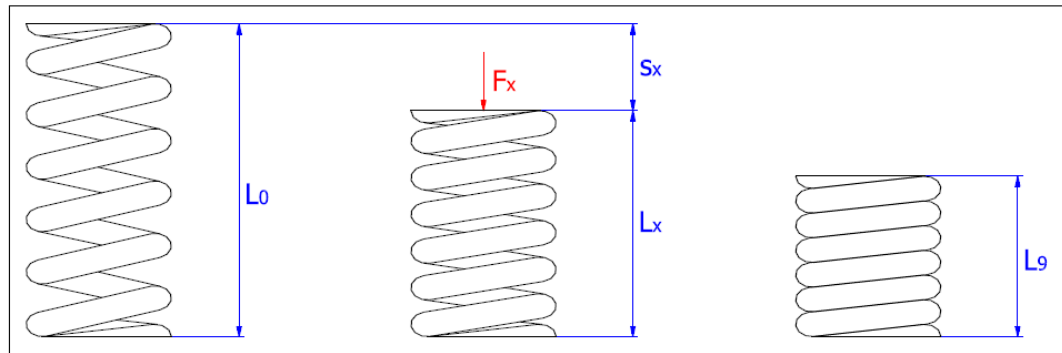
4.46 Korekční součinitel napětí v krutu	K_f	1,2474	
4.47 Korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu	τ_{8c}	606,52	[MPa]
4.48 Únavová pevnost pro daný průběh zatížení	τ_{max}	649	[MPa]
4.49 Míra bezpečnosti		1,070	

5.0 ☒ Parametry navržené pružiny pro specifické pracovní zatížení resp. délku pružiny.**5.1 Parametry pružiny pro dané pracovní zatížení**

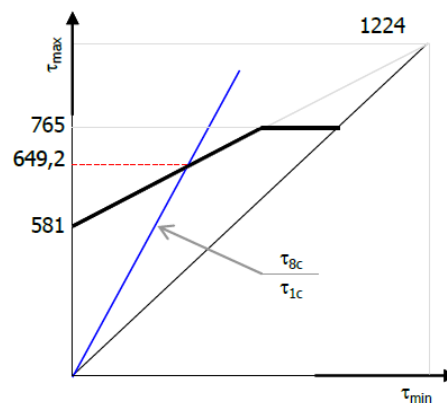
5.2 Zatížení pružiny	F_x	250,0	[N]
5.3 Deformace (stlačení) pružiny	s_x	12,27	[mm]
5.4 Délka pružiny	L_x	62,73	[mm]
5.5 Napětí pružiny	τ_x	243,11	[MPa]

5.6 Parametry pružiny pro danou pracovní délku

5.7 Délka pružiny	L_x	60,00	[mm]
5.8 Deformace (stlačení) pružiny	s_x	15,00	[mm]
5.9 Síla vyvinutá pružinou	F_x	305,59	[N]
5.10 Napětí pružiny	τ_x	297,17	[MPa]

**6.0 ☒ Kontrola únosnosti cyklicky zatížené pružiny.**

6.1 Korekční součinitel napětí v krutu	K_f	1,2474	
6.2 Korigované napětí předpružené pružiny	τ_{1c}	121,30	[MPa]
6.3 Korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu	τ_{8c}	606,52	[MPa]
6.4 Mez pevnosti materiálu ve smyku	R_{ms}	1224	[MPa]
6.5 Mezní dovolené napětí v krutu	τ_D	765	[MPa]
6.6 Mezní únavová pevnost v krutu	τ_c	581	[MPa]
6.7 Únavová pevnost v krutu při omezené životnosti	τ_f	581	[MPa]
6.8 Únavová pevnost pro daný průběh zatížení	τ_{max}	649,2	[MPa]
6.9 Míra bezpečnosti		1,070	



Kapitola doplňků

7.0 ☒ Kontrolní výpočet pružiny.

7.1	Načtení vstupních údajů z hlavního výpočtu			
7.2	Parametry pracovního cyklu			
7.3	Maximální pracovní zatížení	F_8	500,00	[N]
7.4	Minimální pracovní zatížení	F_1	92,3	[N]
7.5	Pracovní zdvih pružiny	H	20,00	[mm]
7.6	Pevnostní kontrola pružiny			
7.7	Střední průměr pružiny	D	59,37	[mm]
7.8	Doporučené meze průměru drátu	d_{\min} / d_{\max}	4,75 14,84	[mm]
7.9	Průměr drátu / z tabulky	d	6,00 6	[mm]
7.10	Vnější / vnitřní průměr pružiny	D_e / D_i	65,37 53,37	[mm]
7.11	Poměr vinutí	i	9,90	
7.12	Mezní dovolené napětí v krutu	τ_D	725	[MPa]
7.13	Korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu	τ_{8c}	350,0	[MPa]
7.14	Míra bezpečnosti		2,072	
7.15	Stabilita provedení pružiny			
7.16	Doporučený minimální počet činných závitů	n_{\min}	2,45	
7.17	Počet činných závitů	n	3,00	
7.18	Teoretická mezní délka pružiny	L_9	30	[mm]
7.19	Doporučené meze volné délky	$L_{0\min} / L_{0\max}$	65,43 118,86	[mm]
7.20	Volná délka pružiny	L_0	75,00	[mm]
7.21	Doporučené meze rozteče mezi závity	t_{\min} / t_{\max}	17,81 35,62	[mm]
7.22	Rozteč mezi závity volné pružiny	t	21,00	[mm]
7.23	Minimální mezní zkušební délka pružiny	$L_{\min F}$	36,7	[mm]
7.24	Délka pružiny při min. / max. pracovním zatížení	L_1 / L_8	70,47 50,47	[mm]
7.25	Stlačení pružiny při min. / max. pracovním zatížení	s_1 / s_8	4,53 24,53	[mm]
7.26	Dovolené / skutečné max. pracovní stlačení pružiny		100 32,70	[%]
7.27	Přenos řešení do hlavního výpočtu			

8.0 ☒ Výpočet pracovních sil pružiny.

8.1	Načtení vstupních údajů z hlavního výpočtu			
8.2	Parametry pracovního cyklu			
8.3	Délka plně zatížené pružiny	L_8	50,00	[mm]
8.4	Délka předpružené pružiny	L_1	70,00	[mm]
8.5	Pracovní zdvih pružiny	H	20	[mm]
8.6	Rozměry pružiny			
8.7	Střední průměr pružiny	D	59,37	[mm]
8.8	Průměr drátu / z tabulky	d	6,00 6	[mm]
8.9	Vnější / vnitřní průměr pružiny	D_e / D_i	65,37 53,37	[mm]
8.10	Poměr vinutí	i	9,90	
8.11	Počet činných závitů	n	3,00	
8.12	Volná délka pružiny	L_0	75,00	[mm]
8.13	Stlačení pružiny při min. / max. pracovním zatížení	s_1 / s_8	5,00 25,00	[mm]
8.14	Teoretická mezní délka pružiny	L_9	30	[mm]
8.15	Zatížení pružiny			
8.16	Maximální pracovní zatížení	F_8	509,6	[N]
8.17	Minimální pracovní zatížení	F_1	101,9	[N]
8.18	Pevnostní kontrola pružiny			
8.19	Mezní dovolené napětí v krutu	τ_D	725	[MPa]
8.20	Korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu	τ_{8c}	356,7	[MPa]
8.21	Míra bezpečnosti		2,032	
8.22	Přenos řešení do hlavního výpočtu			

9.0 ☒ Výpočet pracovních délek pružiny.

9.1 Načtení vstupních údajů z hlavního výpočtu

9.2 Zatížení pružiny

9.3 Maximální pracovní zatížení	F_8	500,00	[N]
9.4 Minimální pracovní zatížení	F_1	100,00	[N]

9.5 Rozměry pružiny

9.6 Střední průměr pružiny	D	59,37	[mm]
9.7 Průměr drátu / z tabulky	d	6,00 6	[mm]
9.8 Vnější / vnitřní průměr pružiny	D_e / D_i	65,37 53,37	[mm]
9.9 Poměr vinutí	i	9,90	
9.10 Počet činných závitů	n	3,00	
9.11 Volná délka pružiny	L_0	75,00	[mm]
9.12 Teoretická mezní délka pružiny	L_9	30	[mm]

9.13 Parametry pracovního cyklu

9.14 Stlačení pružiny při min. / max. pracovním zatížení	s_1 / s_8	4,91 24,53	[mm]
--	-------------	------------	------

9.15 Délka plně zatížené pružiny	L_8	50,47	[mm]
9.16 Délka předpružené pružiny	L_1	70,09	[mm]
9.17 Pracovní zdvih pružiny	H	19,62	[mm]

9.18 Pevnostní kontrola pružiny

9.19 Mezní dovolené napětí v krutu	τ_D	725	[MPa]
9.20 Korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu	τ_{8c}	350,0	[MPa]
9.21 Míra bezpečnosti		2,072	

Příloha G – kontrola per na hřídeli**Kontrola pera na hřídeli 2.**

Dáno:

pero 12x8x22 ČSN 022562

 $M_k = 27450 \text{ Nmm}$ viz. M_H $d = 40 \text{ mm}$ $b = 12 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $l = 22 \text{ mm}$ $t_1 = 3,1 \text{ mm}$ $R_e = 345 \text{ MPa}$ [2, str.235]

Síla od kroutícího momentu:

$$F = \frac{2 \cdot M_K}{d} = \frac{2 \cdot 27450}{40} = 1372,5 \text{ N}$$

Výpočtová plocha pera:

$$S = t_1 \cdot (l - b) = 3,1 \cdot (22 - 12) = 31 \text{ mm}^2$$

Otlačení:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{1372,5}{31} = 44,27 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v tlaku:

$$p_D = \frac{0,7 \cdot R_e}{k_s} = \frac{0,7 \cdot 345}{1,3} = 185,76 \text{ MPa}$$

$$\underline{p \leq p_D}$$

Pero vyhovuje.

7.7.3 Kontrola pera na hřídeli 3.

Dáno:

pero 5x5x12 ČSN 022562

$M_k = 27450 \text{ Nmm}$ viz. M_H

$d = 16 \text{ mm}$

$b = 5 \text{ mm}$, $h = 5 \text{ mm}$, $l = 12 \text{ mm}$

$t_1 = 2,1 \text{ mm}$

$R_e = 442 \text{ MPa}$ [2, str.237]

Síla od kroutícího momentu:

$$F = \frac{2 \cdot M_K}{d} = \frac{2 \cdot 27450}{16} = 3431,2 \text{ N}$$

Výpočtová plocha pera:

$$S = t_1 \cdot (l - b) = 2,1 \cdot (12 - 5) = 14,7 \text{ mm}^2$$

Otlačení:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{3431,2}{14,7} = 233,41 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí v tlaku:

$$p_D = \frac{0,7 \cdot R_e}{k_s} = \frac{0,7 \cdot 442}{1,3} = 238 \text{ MPa}$$

$$\underline{p \leq p_D}$$

Pero vyhovuje

Příloha G – kontrola šroubů

Kontrola šroubů držících konstrukci Weinsteinových kol na první hřídeli.

Dáno:

5 x M5 x 12 ISO 4762 – 10.8

$d_R = 26 \text{ mm}$

$M_k = 45704 \text{ Nmm}$ viz. M_{h_s}

$P_h = 0,5$ – stoupání závitu

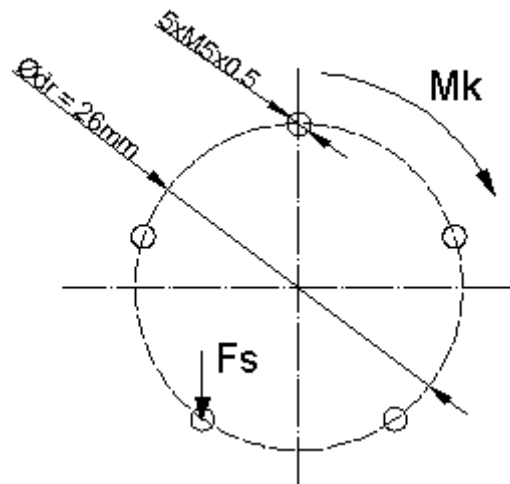
$f = 0,18$

$f_z = 0,13$

$d_2 = 4,675 \text{ mm}$

$d_3 = 4,387 \text{ mm}$

Síla působící na jeden šrouby



Obr.31.

$$F = \frac{M_k}{\frac{d_R}{2} \cdot 5} = \frac{45704}{\frac{26}{2} \cdot 5} = 703,138 \text{ N}$$

Podmínka přenosu kroutícího momentu nelícovanými šrouby

$$k_s \cdot F \leq F_S = F_0 \cdot f$$

Síla v ose šroubu je tedy

$$F_0 = \frac{k \cdot F}{f} = \frac{1,3 \cdot 703,138}{0,18} = 5078,2N$$

Napětí v tahu pak je

$$\sigma_t = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{5078,2}{\frac{\pi \cdot 4,387^2}{4}} = 335,60MPa$$

Pro výpočet tečné síly vyvolávající utahovací moment je nutné nejprve spočítat úhel stoupání a redukovaný třecí úhel

$$tg\psi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} \rightarrow \psi = arctg \frac{0,5}{4,675 \cdot \pi} = 1^\circ 56'$$

$$\varphi' = arctg \frac{f_z}{\cos 30^\circ} = arctg \frac{0,13}{\cos 30^\circ} = 8^\circ 32'$$

$$F_z = F_0 \cdot tg(\psi + \varphi') = 5078,2 \cdot tg(1^\circ 56' + 8^\circ 32') = 938,13N$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{938,13 \cdot \frac{4,675}{2}}{\frac{\pi \cdot 4,387^3}{16}} = 132,27MPa$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k} = \sqrt{335,60^2 + 4 \cdot 132,27^2} = 427,32MPa$$

Koeficient bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{800}{427,32} = \underline{\underline{1,872}} \geq 1,8$$

Mez pevnosti lze spočítat z třídy pevnosti

$$R_m = 1000 \text{ MPa}$$

$$R_e = \frac{8 \cdot R_m}{10} = \frac{8 \cdot 1000}{10} = 800 \text{ MPa}$$

Šrouby vyhovují.

Kontrola šroubů zajišťujících spojení ozubeného kola s 2. hřídelí

Dáno:

4x šroub M5 x 10 ISO4762 – 8.8

$$d_R = 38 \text{ mm}$$

$$M_k = 27450 \text{ Nmm viz. } M_H$$

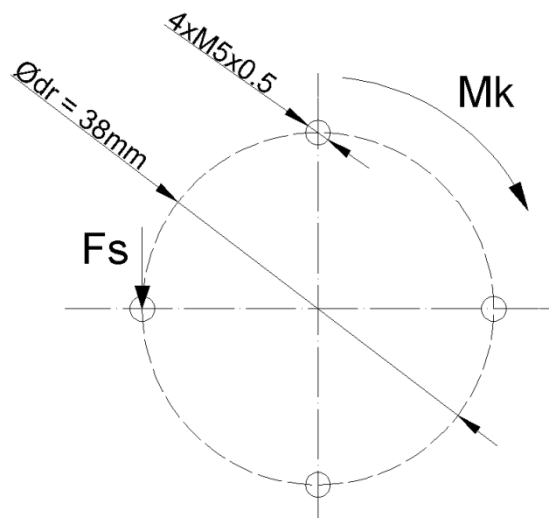
$$P_h = 0,5 - \text{stopání závitu}$$

$$f = 0,18$$

$$f_z = 0,13$$

$$d_2 = 4,675 \text{ mm}$$

$$d_3 = 4,387 \text{ mm}$$



Obr.32.

Síla působící na jeden šrouby

$$F = \frac{M_k}{\frac{d_R}{2} \cdot 4} = \frac{27450}{\frac{38}{2} \cdot 4} = 361 \text{ N}$$

Podmínka přenosu krouticího momentu nelícovanými šrouby

$$k_s \cdot F \leq F_s = F_0 \cdot f$$

Síla v ose šroubu je tedy

$$F_0 = \frac{k \cdot F}{f} = \frac{1,3 \cdot 361}{0,18} = 2608,5 \text{ N}$$

Napětí v tahu pak je

$$\sigma_t = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{2608,5}{\frac{\pi \cdot 4,387^2}{4}} = 172,57 \text{ MPa}$$

Pro výpočet tečné síly vyvolávající utahovací moment je nutné nejprve spočítat úhel stoupání a redukovaný třecí úhel

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} \rightarrow \psi = \operatorname{arctg} \frac{0,5}{4,675 \cdot \pi} = 1^\circ 56'$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos 30^\circ} = \operatorname{arctg} \frac{0,13}{\cos 30^\circ} = 8^\circ 32'$$

$$F_z = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 2608,5 \cdot \operatorname{tg}(1^\circ 56' + 8^\circ 32') = 481,88 \text{ N}$$

Napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{481,88 \cdot \frac{4,675}{2}}{\frac{\pi \cdot 4,387^3}{16}} = 67,94 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k} = \sqrt{172,57^2 + 4 \cdot 67,94^2} = 219,64 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{640}{219,64} = \underline{\underline{2,90}} \geq 1,8$$

Mez pevnosti lze spočítat z třídy pevnosti

$$R_m = 800 \text{ MPa}$$

$$R_e = \frac{8 \cdot R_m}{10} = \frac{8 \cdot 800}{10} = 640 \text{ MPa}$$

Šrouby vyhovují.

